

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ТИПОВОГО УСТАТКУВАННЯ – 1. ТОНКОСТІННІ ПОСУДИНИ ТА АПАРАТИ ПРАКТИЧНІ ЗАНЯТТЯ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»,
освітньою програмою «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних
виробництв»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2020

Розрахунок і конструювання типового устаткування – 1. Тонкостінні посудини та апарати. Практичні заняття [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітньої програми «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: С.І. Костик, С.В. Фесенко, О.В. Воробйова. – Електронні текстові дані (1 файл: 1,8 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 84 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 10 від 18.06.2020 р.)
за поданням Вченої ради факультету біотехнології і біотехніки (протокол № 10 від 25.05.2020 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

РОЗРАЗУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ТИПОВОГО УСТАТКУВАННЯ – 1. ТОНКОСТІННІ ПОСУДИНИ ТА АПАРАТИ ПРАКТИЧНІ ЗАНЯТТЯ

Укладачі:	<i>Костик Сергій Ігорович</i> , доцент кафедри біотехніки та інженерії КПІ ім. Ігоря Сікорського, канд. техн. наук, доцент <i>Фесенко Сергій Вікторович</i> , старший викладач кафедри біотехніки та інженерії КПІ ім. Ігоря Сікорського, канд. техн. наук, старший викладач <i>Воробйова Ольга Володимирівна</i> , асистент кафедри біотехніки та інженерії КПІ ім. Ігоря Сікорського
Відповідальний редактор	<i>Ружинська Л.І.</i> , доцент кафедри біотехніки та інженерії КПІ ім. Ігоря Сікорського, канд. техн. наук, доцент
Рецензент	<i>Плашихін С.В.</i> , доцент кафедри технічних та програмних засобів автоматизації, канд. техн. наук, доцент

Посібник містить короткі теоретичні відомості з розрахунку на статичну міцність елементів сталевих зварних посудин та апаратів під внутрішнім надлишковим тиском, вакуумом або зовнішнім тиском, під дією осьових і поперечних зусиль та вигинаючих моментів, розглядається вирішення наведених завдань з конкретними прикладами з теми «Розрахунок та конструювання тонкостінних оболонок», що будуть запропоновані студентам при вивченні курсу.

Для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітньої програми «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв» денної та заочної форми навчання.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020

ЗМІСТ

Зміст.....	3
Вступ.....	4
Практичне заняття № 1.....	5
Практичне заняття № 2.....	11
Практичне заняття № 3.....	19
Практичне заняття № 4-5.....	26
Практичне заняття № 6.....	35
Практичне заняття № 7.....	44
Практичне заняття № 8.....	50
Практичне заняття № 9.....	56
Практичне заняття № 10.....	65
Практичне заняття № 11.....	69
Додаток А. Основні розміри деяких днищ еліптичних відборттованих за ГОСТ 6533-78.....	76
Додаток Б. Основні розміри деяких днищ конічних відборттованих за ГОСТ 12619-78.....	80
Додаток В. Основні розміри деяких днищ конічних невідборттованих за ГОСТ 12620-78.....	83

ВСТУП

Кредитний модуль «Розрахунок і конструювання типового устаткування – 1. Тонкостінні посудини та апарати» відноситься до дисципліни «Розрахунок і конструювання типового устаткування», що забезпечує професійну підготовку студентів за освітньою програмою «Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв» першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності «133 – Галузеве машинобудування».

Мета даних методичних вказівок – допомогти студентам у розв’язуванні задач, в підготовці до контрольних робіт, оволодіти методами самостійної роботи та в підготовці до виконання розрахунково-графічної роботи з курсу «Розрахунок і конструювання типового устаткування – 1».

Для успішного виконання задач студент повинен проробити та засвоїти матеріал лекцій, вміти використовувати отримані знання для вирішення конкретної задачі.

Навчальний посібник складає учбово-методичну базу для виконання практичних робіт з курсу «Розрахунок і конструювання типового устаткування» та включає в себе одинадцять робіт. Кожна робота містить:

- Короткі теоретичні відомості;
- Завдання до практичного заняття;
- Вихідні дані до розрахунку;
- Приклад розв’язку;
- Завдання для самостійного вирішення;
- Питання до самоперевірки.

Всі зауваження та побажання, спрямовані на покращення посібника, будуть прийняті авторами із подякою.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №1

ТЕМА: «РОЗРАХУНКОВИЙ, УМОВНИЙ, ПРОБНИЙ ТИСК;
РОЗРАХУНКОВА ТЕМПЕРАТУРА; ДОПУСТИМЕ НАПРУЖЕННЯ,
ПРИБАВКА ДО РОЗРАХУНКОВОЇ ТОВЩИНИ; КОЕФІЦІЄНТ
МІЦНОСТІ ЗВАРНОГО ШВА»

Короткі теоретичні відомості

Розрахункова температура стінки – температура, при якій визначаються фізико-механічні характеристики, допустимі напруження матеріалу і проводяться розрахунки на міцність елементів посудини. Якщо неможливо провести теплові розрахунки або виміри та в тих випадках, коли під час експлуатації температура стінки посудини або апарата підвищується до температури середовища, за розрахункову температуру необхідно приймати найбільшу температуру середовища, але не нижче 20 °C [1,2].

$$t = \max(t_c; 20^\circ C)$$

де t_c – найбільша температура середовища; при від'ємних температурах $t_c = 20^\circ C$.

Під **робочим тиском** для посудини або апарата необхідно розуміти максимальний внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, який виникає при нормальному протіканні робочого процесу, без урахування гідростатичного тиску середовища та допустимого короткочасного підвищення тиску під час дії запобіжного клапана [1].

Під **розрахунковим тиском** у робочих умовах для елементів посудин та апаратів слід розуміти тиск, на який здійснюється їхній розрахунок на міцність. Якщо на елемент посудини або апарата діє гідростатичний тиск, який складає 5% і більше від робочого тиску, розрахунковий тиск підвищують на величину гідростатичного тиску [1]:

$$\frac{P_z}{P_p} \cdot 100\% \leq 5\% \Rightarrow P_R = P_p; \quad \frac{P_z}{P_p} \cdot 100\% > 5\% \Rightarrow P_R = P_p + P_z,$$

де P_p – робочий внутрішній надлишковий тиск в апараті, P_R - розрахунковий тиск, P_z - гідростатичний тиск, $P_z = \rho g h_p$,

де ρ – густина середовища в апараті,

h_p – висота рідини в апараті.

При дії запобіжних клапанів тиск у посудині або апараті не повинен перевищувати надлишковий робочий тиск більше ніж на 0,05 МПа для посудин з тиском до 0,3 МПа, на 15 % – для посудин, які працюють під тиском від 0,3 до 6,0 МПа і на 10 % – для посудин, які працюють під тиском понад 6,0 МПа. При підвищенні тиску в посудині або апараті під час дії запобіжних пристроїв більше ніж на 10 % у порівнянні з робочим елементи апарата повинні розраховуватися на тиск, який дорівнює 90 % тиску при спрацьовуванні запобіжного пристрою:

При $P_{\max} > 1,1P_p$, то $P_R = 0,9P_{\max}$,

де P_{\max} – тиск при повному відкритті запобіжного клапану.

Для литих сталевих посудів та апаратів, що працюють при тисках, не перевищуючих 0,2 МПа, розрахунковий тиск приймають рівним 0,2 МПа [1, 3].

Допустиме напруження для робочих умов визначають як [3]:

$$[\sigma] = \eta \sigma^*,$$

де σ^* – нормативне допустиме напруження при розрахунковій температурі; η – поправочний коефіцієнт, що враховує вид заготовки:

листовий прокат..... $\eta=1,0$
 відливки, що піддаються індивідуальному контролю..... $\eta=0,8$
 відливки, що не піддаються індивідуальному контролю..... $\eta=0,7$

Відповідно до ГОСТ 14249 – 89 коефіцієнти *запасу міцності* обираються для різних умов навантаження за таблицею 1.

Таблиця 1 – Коефіцієнти запасу міцності для сталей
при різних умовах навантаження

Умови навантаження	коефіцієнти запасу міцності			
	n_T	n_B	n_d	n_{II}
Робочі	1,5	2,4	1,5	1,0
Випробування гідравлічного пневматичного	1,1	—	—	—
	1,2	—	—	—
Монтажу	1,1	—	—	—

Коефіцієнт міцності зварних та паяних з'єднань φ характеризує міцність з'єднань у порівнянні з міцністю основного матеріалу. Коефіцієнт міцності зварних швів вибирають за таблицею 2 залежно від обсягу контролю та виду зварних з'єднань. Для безшовних елементів посудин і апаратів коефіцієнт міцності зварних швів приймають рівним 1 [2-6].

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів міцності зварних швів

Вид зварного шва	Значення коефіцієнтів міцності зварних швів	
	довжина контрольованих швів від загальної довжини складає 100% *	довжина контрольованих швів від загальної довжини становить від 10 до 50% *
Стиковий або тавровий з двостороннім суцільним проваром, виконаний автоматичним і напівавтоматичним зварюванням	1,0	0,9
Стиковий з підваркою кореня шва або тавровий з двостороннім суцільним проваром, виконаний вручну	1,0	0,9

Стиковий, доступний для зварювання тільки з однієї сторони і має в процесі зварювання металеву підкладку зі сторони кореня шва, прилеглу по всій довжині шва до основного металу	0,9	0,8
Втавр, з конструктивним зазором зварюваних деталей	0,8	0,65
Стиковий, виконаний автоматичним і напівавтоматичним зварюванням з одного боку з флюсовою або керамічною підкладкою	0,9	0,8
Стиковий, що виконується вручну з однієї сторони	0,9	0,65

Добавки до розрахункових величин конструктивних елементів.

При розрахунку посудин та апаратів необхідно враховувати суму добавок до розрахункової товщини їх елементів c , яку визначають за формулою [1-3]:

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4,$$

де c_1 - додаток на компенсацію корозії та ерозії,

$$c_1 = P\tau,$$

P – швидкість корозії та ерозії, мм/рік,

τ – час служби апарату, приймаємо, років.

c_2 – додаток на компенсацію мінусового допуску, визначається в залежності від товщини листа за таблицею 3 (рівним мінусовому граничному відхиленню товщини листа). Додаток c_2 враховують у тому випадку, коли його значення перевищує 5 % від номінальної товщини листа

c_3 – додаток на компенсацію стоншення внаслідок технологічних операцій,

c_4 – додаток на округлення розрахункової товщини стінки до стандартного ряду.

Таблиця 3 – Граничні відхилення товщини листа

листового прокату (в міліметрах)

Товщина листа	3	4-5	6	8-12	14-25	26-30	32-34	36-40	42-50	55, 60	65, 70	75, 80	85, 90
Граничне відхилення	$\pm 0,22$	$+0,3$ $-0,5$	$+0,25$ $-0,6$	$+0,3$ $-0,8$	$+0,4$ $-0,8$	$+1,5$ $-0,8$	$+1,6$ $-1,0$	$+1,7$ $-1,1$	$+1,8$ $-1,2$	$+1,8$ $-1,3$	$+1,8$ $-1,6$	$+1,8$ $-2,2$	$+1,9$ $-2,2$

Об'єми, діаметри й умовні тиски для посудин і апаратів установлені стандартами.

ГОСТ 13372-78 [9] встановлює ряд номінальних об'ємів корпусів циліндричних посудин і апаратів, для яких проектний об'єм визначається технологічним розрахунком. **Номінальним об'ємом** вважається внутрішній об'єм посудини чи апарата без врахування об'ємів штуцерів, люків, внутрішніх пристроїв, включаючи футеровку. Нижче приведений стандартний ряд номінальних об'ємів (у м³): 0,010; 0,016; 0,025; 0,04; 0,063; 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,32; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500.

ГОСТ 9617-76 [10] встановлює ряди внутрішніх діаметрів (у мм) посудин і апаратів, виготовлених зі сталевих аркушів чи кувань: 400, (450), 500, (550), 600, (650), 700, 800, 900, 1000, (1100), 1200, (1300), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, 2200, 2400, 2500, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, 4500, 5000, (5500), 5600, (6000), 6300, (6400), 7000, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10000, 11000, 12000, 14000, 16000, 18000, 20000.

Значення, зазначені в дужках, застосовують тільки для сорочок посудин і апаратів.

ГОСТ 9493-80 [11] встановлює ряд умовних (номінальних) тисків, застосовуваних у розрахунках на міцність посудин і апаратів, крім

резервуарів і газгольдерів. Умовні тиски повинні бути обрані з наступного ряду (у МПа): 0,10; 0,16; 0,25; 0,30; 0,4; 0,6; 0,8; 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,20; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100.

Питання до самоперевірки

1. Як визначають розрахункову температуру стінки посудини?
2. Що називають розрахунковим тиском ?
3. Як визначають розрахунковий тиск?
4. Що називають допустимим напруженням матеріалу та як його визначають?
5. Що враховує коефіцієнт запасу міцності зварного шва?
6. Що називають умовним об'ємом посудини чи апарата?
7. Що називають умовним тиском посудини чи апарата?
8. Що враховують прибавки до розрахункової товщини стінки?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №2

ТЕМА: «РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБИЧАЙКИ ТОНКОСТІННОГО АПАРАТУ, НАВАНТАЖЕНОГО ВНУТРІШНІМ ТИСКОМ»

Короткі теоретичні відомості

Циліндричні обичайки є одним з основних елементів хімічних апаратів. З них утворюються циліндричний корпус апарата, вони є складовою частиною до різних внутрішніх та зовнішніх пристроїв апаратів.

Розрахункові формули для тонкостінних циліндричних обичайок використовують при виконанні наступних вимог [1]:

$$1. \frac{S-c}{D} \leq 0,1, \text{ де}$$

S – виконавча товщина стінки обичайки;

c – прибавка до розрахункової товщини ($c=c_1+c_2+c_3$);

D – внутрішній діаметр обичайки.

$$2. P < 10,0 \text{ МПа.}$$

$$3. \frac{[\sigma]\varphi}{P} \geq 5,5,$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу оболонки;

φ – коефіцієнти міцності зварного шва;

P – внутрішній тиск.

Розрахункову товщину стінки для гладкої циліндричної обичайки тонкостінної посудини, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском, визначають за формулою [1]:

$$S_R = \frac{P_R D}{2[\sigma]\varphi - P_R}.$$

Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки:

$$S = S_R + c.$$

Виконавчу товщину стінки циліндричної обичайки округлюють до найближчого більшого значення стандартної товщини листового прокату, яка вибирається з наступного ряду чисел: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100 мм [2].

Виконавчі товщини стінок обичайок та днищ повинні бути неменше $D/1000 + 2,5$ мм – для вуглецевих і низьколегованих сталей і 2,5 мм – для сталей аустенітного та аустенітно-феритного класів.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск для гладкої циліндричної обичайки [1]:

$$[P] = \frac{2[\sigma]\varphi(S - c)}{D + (S - c)}.$$

У даному виразі і надалі при наявності члена $(S - c)$ під добавкою c розуміють: $c = c_1 + c_2 + c_3$.

Умова міцності: $P_R \leq [P]$.

Завдання до практичного заняття №2

Визначити виконавчу товщину стінки циліндричного корпусу вертикального апарату. Перевірити її на міцність. Зробити висновки щодо можливості використання такої обичайки. Прийняти висоту шару рідини h_p рівною 80% від довжини обичайки. Прийняти розрахункову температуру стінки рівною температурі середовища в апараті. Обичайки виконана зварюванням з листового прокату напівавтоматичним електродуговим зварюванням, довжина зварних швів 100% контролюється.

Вихідні дані до розрахунку:

Робочий внутрішній тиск: $P_p = 1,4 \text{ МПа};$

Внутрішній діаметр обичайки: $D = 1,2 \text{ м};$

Довжина обичайки: $L = 2 \text{ м};$

Матеріал обичайки: 03X18H11 ГОСТ 5632-72

Температура середовища в апараті: $t = 180^\circ \text{C};$

Густина середовища в апараті: $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3.$

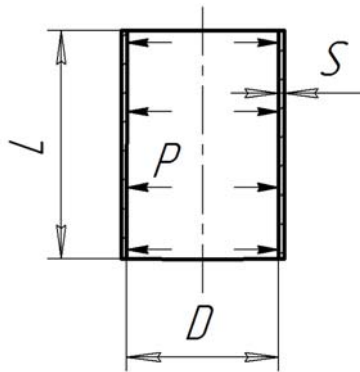


Рисунок 1 – Розрахункова схема циліндричної обичайки, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском

Приклад розв'язку

1. Визначаємо розрахунковий тиск в апараті.

Гідростатичний тиск в апараті:

$$P_z = \rho g h_p = \rho g \cdot 0,8L = 1050 \cdot 9,8 \cdot 0,8 \cdot 2 = 16464 \text{ Па} \approx 0,016 \text{ МПа}$$

Відношення гідростатичного тиску до робочого:

$$\frac{P_z}{P_p} \cdot 100\% = \frac{0,016}{1,4} \cdot 100\% = 1,17 \leq 5\%, \text{ отже приймаємо}$$

розрахунковий тиск рівним робочому тиску в апараті:

$$P_R = P_p = 1,4 \text{ МПа}$$

2. Визначимо допустиме напруження матеріалу стінки $[\sigma]$.

З довідникової літератури маємо нормативне допустиме напруження сталі марки 03X18H11 для 150°C і 200°C :

$$\sigma^*_{150^{\circ}\text{C}} = 125 \text{ МПа},$$

$$\sigma^*_{200^{\circ}\text{C}} = 120 \text{ МПа}.$$

Тоді для розрахункової температури $t_R = 180^{\circ}\text{C}$ нормативне допустиме напруження матеріалу знайдемо як:

$$\sigma^*_{180^{\circ}\text{C}} = \sigma^*_{150^{\circ}\text{C}} - (t_R - 150) \cdot \frac{\sigma^*_{150^{\circ}\text{C}} - \sigma^*_{200^{\circ}\text{C}}}{200 - 150} = 125 - (180 - 150) \cdot \frac{125 - 120}{50} = 122 \text{ МПа}$$

Для листового прокату $\eta = 1,0$, отже:

$$[\sigma] = \sigma^* \eta = 122 \cdot 1,0 = 122 \text{ МПа}.$$

3. Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки тонкостінного апарату, навантаженого внутрішнім надлишковим тиском:

$$S_R = \frac{P_R D}{2[\sigma]\varphi - P_R} = \frac{1,4 \cdot 1,2}{2 \cdot 122 \cdot 1,0 - 1,4} = 0,0069 \text{ м},$$

де φ - коефіцієнт запасу міцності зварного шва, так як обичайка виконана напівавтоматичним електродуговим зварюванням, довжина зварних швів 100% контролюється, то коефіцієнт запасу міцності зварного шва $\varphi = 1$.

4. Виконавча товщина стінки:

$$S = S_R + c = 6,9 + 0,5 + 0,8 + 0 + c_4 = (8,2 + c_4) \text{ мм},$$

Округливши до стандартного значення, отримаємо: $S = 10 \text{ мм}$,

де c – прибавка до розрахункової товщини стінки.

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4,$$

де c_1 – додаток на компенсацію корозії та ерозії,

$$c_1 = P\tau = 0,05 \cdot 10 = 0,5 \text{ мм},$$

де P – швидкість корозії та ерозії, приймаємо $P = 0,05 \text{ мм/рік}$,

τ – час служби апарату, приймаємо $\tau=10$ років;

c_2 – додаток на компенсацію мінусового допуску, за таблицею 2 приймаємо $c_2 = 0,8 \text{ мм}$;

c_3 – додаток на компенсацію стоншення внаслідок технологічних операцій, приймаємо $c_3 = 0$;

$c_4 = S - c_1 - c_2 - c_3 = 1,8 \text{ мм}$ – додаток на округлення розрахункової товщини стінки до стандартного ряду.

5. Визначаємо допустимий тиск в апараті:

$$[P] = \frac{2[\sigma]\varphi(S-c)}{D+(S-c)} = \frac{2 \cdot 122 \cdot 1,0 \cdot (10-1,3) \cdot 10^{-3}}{1,2 + (8-0,9) \cdot 10^{-3}} = 1,76 \text{ МПа},$$

6. Умова міцності:

$$P_R = 1,4 \text{ МПа} < [P] = 1,76 \text{ МПа}, \text{ умова міцності виконується.}$$

7. Визначаємо масу корпусу:

$$m = \rho_{\text{Me}} L \frac{\pi}{4} [(D+S)^2 - D^2] = 7850 \cdot 2 \cdot 0,785 \cdot [(1,2+0,01)^2 - (1,2)^2] = 297 \text{ кг}.$$

8. Перевіряємо умови використання формул (умови тонкостінності).

За ГОСТ 14249-89 оболонка вважається тонкостінною, якщо виконуються умови:

$$8.1. \quad \frac{S-c}{D} = \frac{(10-1,3) \cdot 10^{-3}}{1,2} = 0,006 \leq 0,1;$$

$$8.2. \quad P_p = 1,4 \text{ МПа} < 10,0 \text{ МПа};$$

$$8.3. \quad \frac{[\sigma]\varphi}{p} = \frac{122 \cdot 1,0}{1,4} = 87 \geq 5,5.$$

Всі умови тонкостінності виконуються, отже дану оболонку можна вважати тонкостінною.

Завдання для самостійного вирішення

Задача №1. Визначити виконавчу товщину стінки циліндричного корпусу вертикального апарату за вихідними даними відповідно до номеру варіанту (таблиця 4). Перевірити її на міцність. Зробити висновки щодо можливості використання такої обичайки. Прийняти висоту шару рідини h_p рівною 80% від довжини обичайки. Прийняти розрахункову температуру стінки рівною температурі середовища в апараті. Обичайка виконана зварюванням з листового прокату напівавтоматичним електродуговим зварюванням, довжина зварних швів 100% контролюється.

Питання до самоперевірки

1. Сформулюйте умови тонкостінності посудини чи апарата.
2. Що необхідно зробити при невиконанні умови міцності при розрахунку циліндричної обичайки, що працює під дією внутрішнього надлишкового тиску?
3. Що називають виконавчою товщиною стінки?

Таблиця 4 – Вихідні дані до задач №1-9

№ варіан- та	Робочий тиск P_p , МПа	Внутрішній діаметр обичайки (днища) D , м	До №1, 5, 6	№ варіан- та	До №3, 8		До №4	Матеріал обичайки	Густина середовища в апараті $\rho_{\text{сер}}$, кг/м ³	Температура середовища в апараті t , °C
			Довжина обичайки L , м		2а	Тип днища	Тип днища			
1	2,0	0,9	1,5	а	90	В*	1	Ст3пс ГОСТ 380-94	1100	60
2	0,7	1	2,0	б	120	НВ*	2	Ст3сп ГОСТ 380-94	1150	70
3	0,8	1,2	2,5	в	60	В	3	Сталь 10 ГОСТ 1050-88	1200	80
4	1,2	1,2	2,7	г	90	НВ	4	Сталь 20 ГОСТ 1050-88	1250	90
5	0,6	1,4	2,8	д	60	В	5	Сталь 20К ГОСТ 1050-88	1300	110
6	0,9	1,4	3,0	е	120	НВ	6	Сталь 09Г2С ГОСТ 19281-89	1350	120
7	0,65	1,6	3,0	є	90	В	7	Сталь 16ГС ГОСТ 19281-89	1400	130
8	1,8	1,6	2,8	ж	90	НВ	8	Ст3пс ГОСТ 380-94	1450	140
9	1,55	1,2	2,0	з	60	В	1	Сталь 15Х5М ГОСТ 20072-72	1100	130

продовження таблиці 4

10	0,6	1,2	2,8	и	120	НВ	2	Ст3сп ГОСТ 380-94	1150	120
11	1,65	1,4	2,8	і	60	В	3	Сталь 10 ГОСТ 1050-88	1200	110
12	0,7	1,6	3,0	ї	90	НВ	4	Сталь 20 ГОСТ 1050-88	1250	90
13	1,7	1,8	3,2	й	90	В	5	Сталь 20К ГОСТ 1050-88	1300	80
14	0,8	1,8	2,8	к	120	НВ	6	Сталь 09Г2С ГОСТ 19281-89	1350	70
15	0,85	2	3,5	л	90	В	7	Сталь 16ГС ГОСТ 19281-89	1400	60
16	1,7	2	3,7	м	60	НВ	8	Ст3пс ГОСТ 380-94	1450	120
17	0,7	1,6	2,6	о	90	В	7	Сталь 03Х18Н11	1350	110
18	0,9	1,4	2,5	п	120	НВ	6	Сталь 10 ГОСТ 1050-88	1400	130
19	1,8	1,8	3,0	р	90	В	5	Сталь 20 ГОСТ 1050-88	1450	180
20	1,55	1,2	2,2	с	60	НВ	4	Сталь 20К ГОСТ 1050-88	1100	40

*В – відбортване днище, НВ – невідбортване днище.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №3

ТЕМА: «ВИЗНАЧЕННЯ ВНУТРІШНІХ ЗУСИЛЬ В СТІНЦІ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБИЧАЙКИ»

Короткі теоретичні відомості

Більша частина оболонок, які використовуються у фармацевтичному та мікробіологічному обладнанні, є вісесиметричними тонкостінними оболонками. Розрахунок останніх базується на використанні досить складного математичного апарату. Класична теорія тонкостінних оболонок побудована на припущеннях: матеріал ізотропний, має ідеальну пружність, підкоряється закону Гука і переміщення точок оболонки малі в порівнянні з її товщиною. Крім того, використовуються два допущення теорії пластин: 1) про прямі нормалі, тобто вважається, що лінійні елементи оболонки, нормальні до серединної поверхні, залишаються прямолінійними і нормальними до вигнутої серединної поверхні; 2) про відсутність поперечного тиску, тобто передбачається, що нормальні напруження, перпендикулярні до серединної поверхні, другого порядку малості, і ними можна знехтувати.

За безмоментною теорією оболонок, головні напруження, що виникають в вісесиметричній циліндричній тонкостінній оболонці [7]:

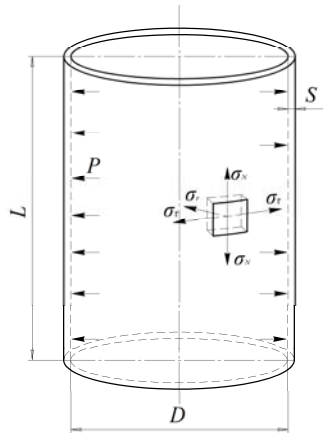


Рисунок 2 – Схема головних напружень в циліндричній оболонці, навантаженій внутрішнім надлишковим тиском

За тонкостінною теорією:

$$\text{кільцеве напруження: } \sigma_{\tau} = \frac{P_R R}{S};$$

$$\text{нормальне напруження: } \sigma_N = \frac{P_R R}{2S}.$$

$$\text{радіальне напруження: } \sigma_r = -P_R.$$

За товстостінною теорією:

$$\text{кільцеве напруження: } \sigma_{\tau}(\rho) = \frac{P_R r^2}{R^2 - r^2} \left(1 + \frac{R^2}{\rho^2}\right);$$

$$\text{осьове напруження: } \sigma_N = \frac{P_R R^2}{R^2 - r^2};$$

$$\text{радіальне напруження: } \sigma_r = \frac{P_R r^2}{R^2 - r^2} \left(1 - \frac{R^2}{\rho^2}\right),$$

де r, R – внутрішній та зовнішній радіуси обичайки,

$$\text{відповідно, } r = \frac{D}{2}, \quad R = r + S;$$

ρ – координата перерізу стінки обичайки.

Завдання до практичного заняття №3

За вихідними даними і результатами розрахунків завдання до практичного заняття №2 розрахувати головні та еквівалентні напруження (за третьою теорією міцності), що виникають в циліндричній обичайці при дії внутрішнього надлишкового тиску, за тонкостінною та товстостінною теорією.

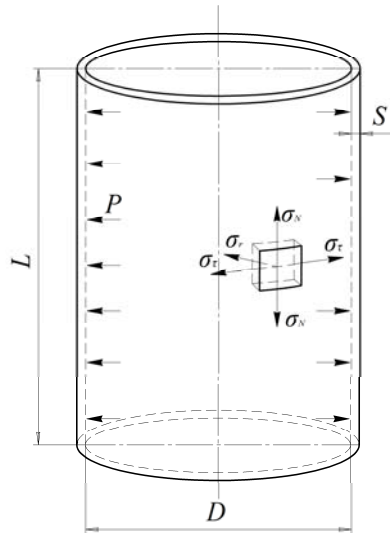


Рисунок 3 – Розрахункова схема головних напружень в елементі циліндричної обичайки, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском

Приклад розв'язку

1. Визначимо головні та еквівалентне напруження за тонкостінною теорією

- 1.1. Кільцеве напруження в обичайці:

$$\sigma_{\tau} = \frac{P_R R}{S} = \frac{1,4 \cdot 0,6}{0,01} = 84 \text{ МПа.}$$

- 1.2. Нормальне напруження:

$$\sigma_N = \frac{P_R R}{2S} = \frac{1,4 \cdot 0,6}{2 \cdot 0,01} = 42 \text{ МПа.}$$

- 1.3. Радіальне напруження:

$$\sigma_r = -P_R = -1,4 \text{ МПа.}$$

- 1.4. Головні напруження в елементі:

$$\sigma_1 = \sigma_{\tau} = 84 \text{ МПа; } \sigma_2 = \sigma_N = 42 \text{ МПа; } \sigma_3 = \sigma_r = -1,4 \text{ МПа.}$$

- 1.5. Еквівалентне напруження за III-ю теорією міцності:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3 = 84 - (-1,4) = 85,4 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{екв} = 85,4 \text{ МПа} < [\sigma] = 122 \text{ МПа}.$$

2. Визначемо головні та еквівалентні напруження за товстостінною теорією по товщині стінки циліндричної обичайки відповідно до рисунка 4.

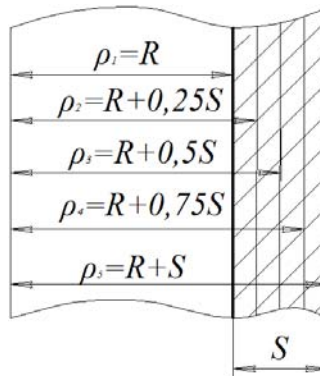


Рисунок 4 – Координати розрахункових перерізів стінки циліндричної обичайки

2.1. Визначимо координати перерізів, для яких будемо обраховувати головні напруження:

$$\rho_1 = R = \frac{D}{2} = 0,6 \text{ м}; \quad \rho_2 = R + \frac{S}{4} = 0,6 + 0,0025 = 0,6025 \text{ м};$$

$$\rho_3 = R + \frac{S}{2} = 0,6 + 0,005 = 0,605 \text{ м};$$

$$\rho_4 = R + \frac{3S}{4} = 0,6 + 0,0075 = 0,6075 \text{ м}; \quad \rho_5 = R + S = 0,6 + 0,01 = 0,61 \text{ м}.$$

2.2. Визначимо головні напруження для заданих перерізів в стінці циліндричної обичайки, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском.

$$\text{Кільцеве напруження: } \sigma_t(\rho) = \frac{P_R R^2}{(R + S)^2 - R^2} \left(1 + \frac{(R + S)^2}{\rho^2} \right),$$

$$\text{Радіальне напруження: } \sigma_r(\rho) = \frac{P_R R^2}{(R + S)^2 - R^2} \left(1 - \frac{(R + S)^2}{\rho^2} \right),$$

Осьове напруження (буде однакове для всіх перерізів стінки):

$$\sigma_N = \frac{P_R R^2}{(R + S)^2 - R^2} = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} = 41,65 \text{ МПа}.$$

Еквівалентні напруження за товстостінною теорією за за ІІІ-ю теорією міцності: $\sigma_{екв}(\rho) = \sigma(\rho) - \sigma(\rho)$

Головні напруження в елементі: $\sigma_1 = \sigma_\tau$; $\sigma_2 = \sigma_N$; $\sigma_3 = \sigma_r$.

Для $\rho_1 = 0,6 м$:

$$\sigma_\tau(\rho_1) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 + \frac{0,61^2}{0,6^2}\right) = 84,7 МПа;$$

$$\sigma_r(\rho_1) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 - \frac{0,61^2}{0,6^2}\right) = -1,4 МПа;$$

$$\sigma_{екв}(\rho_1) = \sigma_1(\rho_1) - \sigma_3(\rho_1) = 84,7 - (-1,4) = 86,1 МПа < [\sigma] = 122 МПа.$$

Для $\rho_2 = 0,6025 м$;

$$\sigma_\tau(\rho_2) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 + \frac{0,61^2}{0,6025^2}\right) = 84,35 МПа;$$

$$\sigma_r(\rho_2) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 - \frac{0,61^2}{0,6025^2}\right) = -1,04 МПа;$$

$$\sigma_{екв}(\rho_2) = \sigma_1(\rho_2) - \sigma_3(\rho_2) = 84,35 - (-1,04) = 85,39 МПа < [\sigma] = 122 МПа.$$

Для $\rho_3 = 0,605 м$:

$$\sigma_\tau(\rho_3) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 + \frac{0,61^2}{0,605^2}\right) = 83,99 МПа;$$

$$\sigma_r(\rho_3) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 - \frac{0,61^2}{0,605^2}\right) = -0,69 МПа;$$

$$\sigma_{екв}(\rho_3) = \sigma_1(\rho_3) - \sigma_3(\rho_3) = 83,99 - (-0,69) = 84,68 МПа < [\sigma] = 122 МПа.$$

Для $\rho_4 = 0,6075 м$:

$$\sigma_\tau(\rho_4) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 + \frac{0,61^2}{0,6075^2}\right) = 83,65 МПа;$$

$$\sigma_r(\rho_4) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 - \frac{0,61^2}{0,6075^2}\right) = -0,343 МПа;$$

$$\sigma_{екв}(\rho_4) = \sigma_1(\rho_4) - \sigma_3(\rho_4) = 83,65 - (-0,343) = 83,99 МПа < [\sigma] = 122 МПа.$$

Для $\rho_5 = 0,61 м$:

$$\sigma_r(\rho_5) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 + \frac{0,61^2}{0,61^2}\right) = 83,3 МПа;$$

$$\sigma_r(\rho_5) = \frac{1,4 \cdot 0,6^2}{0,61^2 - 0,6^2} \left(1 - \frac{0,61^2}{0,61^2}\right) = 0 МПа;$$

$$\sigma_{екв}(\rho_5) = \sigma_1(\rho_5) - \sigma_3(\rho_5) = 83,3 - 0 = 83,3 МПа < [\sigma] = 122 МПа.$$

3. За отриманими даними будуємо епюру $\sigma(S)$ для значень напружень, обчислених за тонкостінною та товстостінною теорією.

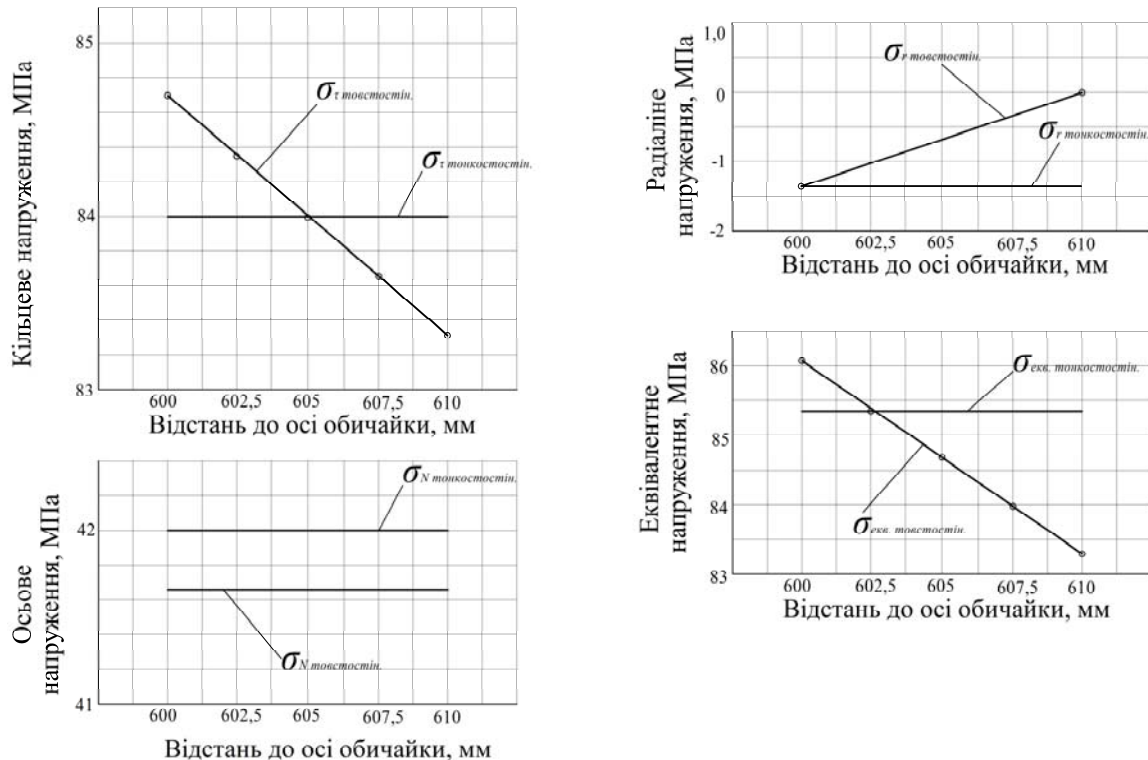


Рисунок 5 – Епюри головних та еквівалентних напружень в залежності від перерізу стінки циліндричної обичайки тонкостінного апарату, навантаженого внутрішнім надлишковим тиском

4. Максимальні похибки при розрахунку по тонкостінній теорії. (визначаємо максимальні похибки для кільцевого, осьового напруження та еквівалентного напружень)

Абсолютні похибки:

$$\Delta\sigma_{\tau} = |\sigma_{\tau\text{товст.}} - \sigma_{\tau\text{тонк.}}| = |84 - 84,7| = 0,7\text{МПа};$$

$$\Delta\sigma_N = |\sigma_{N\text{товст.}} - \sigma_{N\text{тонк.}}| = |42 - 41,65| = 0,35\text{МПа};$$

$$\Delta\sigma_{\text{екв}} = |\sigma_{\text{екв товст.}} - \sigma_{\text{екв тонкостін.}}| = |85,4 - 83,3| = 2,1\text{МПа};$$

Відносні похибки:

$$\varepsilon_{\sigma_{\tau}} = \frac{\Delta\sigma_{\tau}}{\sigma_{\tau\text{тонк}}} \cdot 100\% = \frac{0,7}{84} \cdot 100\% = 0,83\%;$$

$$\varepsilon_{\sigma_N} = \frac{\Delta\sigma_N}{\sigma_{N\text{тонк}}} \cdot 100\% = \frac{0,35}{42} \cdot 100\% = 0,83\%;$$

$$\varepsilon_{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{\Delta\sigma_{\text{екв}}}{\sigma_{\text{екв.тонк}}} \cdot 100\% = \frac{2,1}{85,4} \cdot 100\% = 2,5\%.$$

Завдання для самостійного вирішення:

Задача №2. За вихідними даними і результатами розрахунків задачі №1 розрахувати головні та еквівалентні напруження (за третьою теорією міцності), що виникають в циліндричній обичайці при дії внутрішнього надлишкового тиску, за тонкостінною та товстостінною теорією. Провести аналіз напруженого стану та зробити висновки.

Питання до самоперевірки

1. Що називають головними напруженнями матеріалу?
2. Які допущення приймаються при використанні розрахункових формул за тонкостінною теорією?
3. Що враховує розрахунок обичайки за товстостінною теорією?
4. Сформулюйте чотири теорії міцності.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №4-5

ТЕМА: «ЕЛІПТИЧНЕ ДНИЩЕ. ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСІВ КРИВИЗНИ; РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ, ДОПУСТИМОГО ТИСКУ ВНУТРІШНІХ ЗУСИЛЬ ТА НАПРУЖЕНЬ»

Короткі теоретичні відомості

Днища, так само як і обичайки, є одним з основних елементів посудин та апаратів фармацевтичної, мікробіологічної, хімічної та інших галузей промисловості. Форма днищ, що використовуються в апаратобудуванні, буває еліптична, напівсферична, торосферична, циліндрична, конічна та плоска.

Еліптичні днища (рисунок 6) завдяки раціональній формі та надійності в роботі отримали найбільш широке використання при виготовленні апаратів, що працюють при тиску до 10 МПа і під вакуумом. Висота еліптичної частини $h_e \geq 0,2D$, для стандартних днищ $h_e = 0,25D$, а висота відбортовки в залежності від базового діаметра і товщини стінки становить від 25 до 120 мм.

Формули розрахунку для еліптичних днищ застосовні за умов [1]:

$$0,002 \leq \left(\frac{S_e - c}{D} \right) \leq 0,100; \quad 0,2 \leq \left(\frac{h_1}{D_1} \right) \leq 0,5.$$

Розрахункові формули використовують при умові, що розрахункові температури не перевищують значень, при яких враховується повзучість матеріалів, тобто допустиме напруження розраховують за границею текучості чи за границею міцності. (420 °С для вуглецевої та 525 °С для аустенітної сталі)

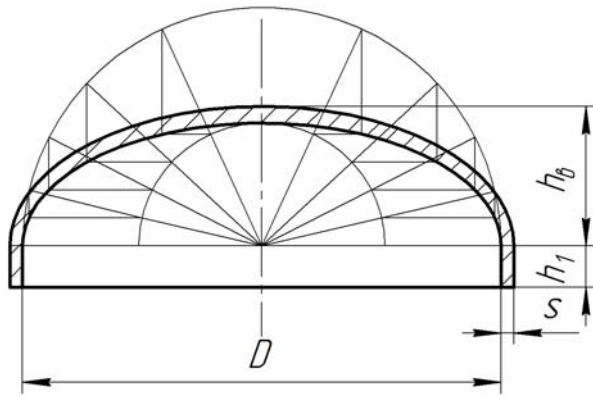


Рисунок 6 – Схема еліптичного днища

Розрахункова товщина еліптичного днища (кришки), навантаженого внутрішнім надлишковим тиском [1]:

$$S_{eR} = \frac{P_R \cdot R}{2[\sigma]\varphi - 0,5 \cdot P_R} \cdot \cdot$$

де R – радіус кривизни у вершині днища, $R = \frac{D^2}{4h_0}$.

Для стандартного еліптичного днища (кришки) висота опуклої частини $h_0 = 0,25D$.

Виконавча товщина еліптичного днища (кришки): $S_e = S_{eR} + c$.

Виконавчу товщину еліптичного днища (кришки) округлюють до найближчого більшого значення стандартної товщини, для відбортованих еліптичних днищ (кришок) – наведеної в ГОСТ 6533-78 [8] (див. Додаток А).

Допустимий внутрішній тиск для еліптичного днища (кришки), навантаженого внутрішнім надлишковим тиском [1]:

$$[P] = \frac{2(S_e - c)[\sigma]\varphi}{R + (S_e - c)}.$$

Умова міцності: $[P] \geq P_R$.

Приклад умовного позначення стандартного еліптичного днища за [8] з внутрішнім діаметром $D = 2000\text{мм}$ та товщиною $S_e = 10\text{мм}$ і висотою еліптичної частини $h_e = 400\text{мм}$:

Днище 2000-10-400 ГОСТ 6533-78

За безмоментною теорією оболонок, головні напруження, що виникають в вісесиметричній еліптичній тонкостінній оболонці [7]:

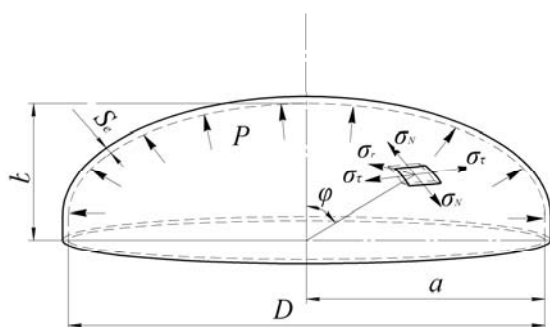


Рисунок 7 – Схема головних напружень в еліптичній оболонці, навантаженій внутрішнім надлишковим тиском

$$\text{Кільцеве напруження: } \sigma_r = \frac{P_R \cdot R_2}{2S_e} \cdot \left(2 - \frac{R_2}{R_1}\right),$$

$$\text{Осьове напруження: } \sigma_N = \frac{P_R \cdot R_2}{2S_e},$$

$$\text{Радіальне напруження: } \sigma_r = -P_R,$$

де R_1 , R_2 – радіуси кривизни еліптичної обичайки в точці, що розглядається,

$$R_1 = \frac{a^2 b^2}{\sqrt{(a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi)^3}}, R_2 = \frac{a^2}{\sqrt{a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi}}$$

Завдання до практичних занять №4-5

За вихідними даними завдання до практичного заняття №2 розрахувати еліптичну кришку на міцність, визначити радіуси кривизни, зусилля, головні та еквівалентні напруження (за четвертою теорією міцності), що виникають в різних перерізах кришки. Накреслити епюри головних напружень.

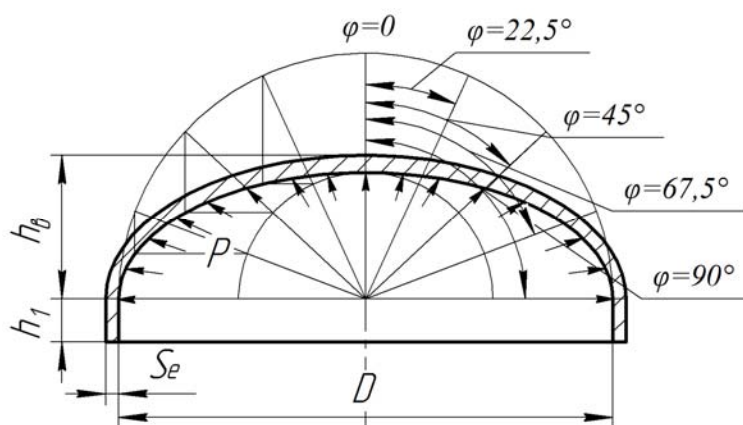


Рисунок 8 – Розрахункова схема еліптичної кришки, навантаженої внутрішнім тиском

Приклад розв'язку

1. Розрахункова товщина еліптичної кришки, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском:

$$S_{eR} = \frac{P_R \cdot R}{2[\sigma]\varphi - 0,5 \cdot P_R} = \frac{1,4 \cdot 1,2}{2 \cdot 122 \cdot 1,0 - 0,5 \cdot 1,4} = 0,0069 \text{ м},$$

де радіус кривизни у вершині кришки, для стандартної еліптичної кришки $h_g = 0,25D = 0,25 \cdot 1,2 = 0,3 \text{ м}$.

2. Виконавча товщина стінки кришки:

$$S_e = S_{eR} + c = 6,9 + 0,5 + 0,8 + 0 + c_4 = 8,2 + c_4 = 10 \text{ мм},$$

$$c_1 = 0,5 \text{ мм}; \quad c_2 = 0,8 \text{ мм}; \quad c_3 = 0 \text{ мм}; \quad c_4 = 1,8 \text{ мм}.$$

3. Прийmemo довжину циліндричної відбортаної частини кришки за товщиною стінки та діаметром кришки за ГОСТ 6533-78: $h_1 = 40 \text{ мм}$.

4. Стандартне позначення еліптичної відбортаної кришки:

Кришка 1200-10-40 ГОСТ 6533-78

5. Перевіряємо умову використання формул:

$$0,002 \leq \left(\frac{0,008 - 0,0011}{1,2} = 0,00575 \right) \leq 0,100;$$

$$0,2 \leq \left(\frac{h_e}{D} = \frac{0,3}{1,2} = 0,25 \right) \leq 0,5.$$

Умови використання формул виконуються.

6. Визначаємо допустимий внутрішній тиск:

$$[P] = \frac{2(S_e - c)[\sigma]\varphi}{R + (S_e - c)} = \frac{2(10 - 1,3) \cdot 10^{-3} \cdot 122 \cdot 1,0}{1,2 + (10 - 1,3) \cdot 10^{-3}} = 1,76 \text{ МПа}.$$

7. Перевіряємо умову міцності: ..

Умова міцності виконується.

8. Визначаємо радіуси кривизни еліптичної кришки в залежності від координати перерізу, яка задається кутом $\varphi = 0; 22,5^\circ; 45^\circ; 67,5^\circ; 90^\circ$.

$$a = \frac{D}{2} = 0,6 \text{ м}; \quad b = h_e = 0,3 \text{ м}.$$

$$\text{При } \varphi = 0: R_{1,2}(0) = \frac{a^2}{b} = \frac{0,6^2}{0,3} = 1,2 \text{ м}.$$

При $0 < \varphi < \pi$:

$$R_1 = \frac{a^2 b^2}{\sqrt{(a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi)^3}}$$

$$R_2 = \frac{a^2}{\sqrt{a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi}}$$

Для $\varphi = 22,5^\circ$:

$$R_1(22,5^\circ) = \frac{0,6^2 \cdot 0,3^2}{\sqrt{(0,6^2 \sin^2 22,5^\circ + 0,3^2 \cos^2 22,5^\circ)^3}} = 0,69 \text{ м};$$

$$R_2(22,5^\circ) = \frac{0,6^2}{\sqrt{0,6^2 \sin^2 22,5^\circ + 0,3^2 \cos^2 22,5^\circ}} = 1 \text{ м};$$

Для $\varphi = 45^\circ$:

$$R_1(45^\circ) = \frac{0,6^2 \cdot 0,3^2}{\sqrt{(0,6^2 \sin^2 45^\circ + 0,3^2 \cos 45^\circ)^3}} = 0,3 м;$$

$$R_2(45^\circ) = \frac{0,6^2}{\sqrt{0,6^2 \sin^2 45^\circ + 0,3^2 \cos 45^\circ}} = 0,76 м;$$

Для $\varphi = 67,5^\circ$:

$$R_1(67,5^\circ) = \frac{0,6^2 \cdot 0,3^2}{\sqrt{(0,6^2 \sin^2 67,5^\circ + 0,3^2 \cos 67,5^\circ)^3}} = 0,178 м;$$

$$R_2(67,5^\circ) = \frac{0,6^2}{\sqrt{0,6^2 \sin^2 67,5^\circ + 0,3^2 \cos 67,5^\circ}} = 0,636 м;$$

Для $\varphi = 90^\circ$:

$$R_1(90^\circ) = \frac{0,6^2 \cdot 0,3^2}{\sqrt{(0,6^2 \sin^2 90^\circ + 0,3^2 \cos 90^\circ)^3}} = 0,15 м;$$

$$R_2(90^\circ) = \frac{0,6^2}{\sqrt{0,6^2 \sin^2 90^\circ + 0,3^2 \cos 90^\circ}} = 0,6 м.$$

9. Знайдемо зусилля в кришці:

$$\text{Осьове зусилля: } N(\varphi) = \frac{P_R R_2(\varphi)}{2};$$

$$\text{Кільцеве зусилля: } T(\varphi) = \frac{P_R R_2(\varphi)}{2} \left(2 - \frac{R_2(\varphi)}{R_1(\varphi)} \right).$$

Для $\varphi = 0$:

$$N(0) = \frac{1,4 \cdot 1,2}{2} = 0,84 \text{ МН/м}, \quad T(0) = \frac{1,4 \cdot 1,2}{2} \cdot \left(2 - \frac{1,2}{1,2} \right) = 0,84 \text{ МН/м}.$$

Для $\varphi = 22,5^\circ$:

$$N(22,5^\circ) = \frac{1,4 \cdot 1,0}{2} = 0,7 \text{ МН/м}, \quad T(22,5^\circ) = \frac{1,4 \cdot 1,0}{2} \cdot \left(2 - \frac{1,0}{0,69} \right) = 0,385 \text{ МН/м}.$$

Для $\varphi = 45^\circ$:

$$N(45^\circ) = \frac{1,4 \cdot 0,76}{2} = 0,532 \text{ МН/м}, \quad T(45^\circ) = \frac{1,4 \cdot 0,76}{2} \cdot \left(2 - \frac{0,76}{0,3}\right) = -0,28 \text{ МН/м}.$$

Для $\varphi = 67,5^\circ$:

$$N(67,5^\circ) = \frac{1,4 \cdot 0,636}{2} = 0,445 \text{ МН/м}, \quad T(67,5^\circ) = \frac{1,4 \cdot 0,636}{2} \cdot \left(2 - \frac{0,636}{0,178}\right) = -0,7 \text{ МН/м}.$$

Для $\varphi = 90^\circ$:

$$N(90^\circ) = \frac{1,4 \cdot 0,6}{2} = 0,42 \text{ МН/м}, \quad T(90^\circ) = \frac{1,4 \cdot 0,6}{2} \cdot \left(2 - \frac{0,6}{0,15}\right) = -0,84 \text{ МН/м}.$$

10. Знайдемо напруження в кришці за формулами:

Кільцьове напруження:

$$\sigma_\tau(\varphi) = \frac{P_R \cdot R_2(\varphi)}{2S_e} \cdot \left(2 - \frac{R_2(\varphi)}{R_1(\varphi)}\right) = \frac{T(\varphi)}{S_e},$$

Осьове напруження:

$$\sigma_N(\varphi) = \frac{P_R \cdot R_2(\varphi)}{2S} = \frac{N(\varphi)}{S_e};$$

Радіальне напруження:

$$\sigma_r = -P_R.$$

Еквівалентне напруження за IV-ю теорією міцності:

$$\sigma_{екв}(\varphi) = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_\tau(\varphi) - \sigma_N(\varphi))^2 + (\sigma_N(\varphi) - \sigma_r(\varphi))^2 + (\sigma_r(\varphi) - \sigma_\tau(\varphi))^2 \right]}$$

Для всіх перерізів кришки $\sigma_r = -P_R = -1,4 \text{ МПа}$.

Для $\varphi = 0$:

$$\sigma_\tau(0) = \frac{0,84}{0,01} = 84 \text{ МПа}, \quad \sigma_N(0) = \frac{0,84}{0,01} = 84 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{екв}(0) = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(84 - 84)^2 + (84 - (-1,4))^2 + (-1,4 - 84)^2 \right]} = 85,4 \text{ МПа} < [\sigma] = 122 \text{ МПа}.$$

Для $\varphi = 22,5^\circ$:

$$\sigma_\tau(22,5^\circ) = \frac{0,385}{0,01} = 38,5 \text{ МПа}, \quad \sigma_N(22,5^\circ) = \frac{0,7}{0,01} = 70 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{екв}(22,5^\circ) = \sqrt{\frac{1}{2}[(38,5 - 70)^2 + (70 - (-1,4))^2 + (-1,4 - 38,5)^2]} =$$

$$= 61,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 122 \text{ МПа}.$$

Для $\varphi = 45^\circ$: $\sigma_\tau(45^\circ) = \frac{-0,28}{0,01} = -28 \text{ МПа}$, $\sigma_N(45^\circ) = \frac{0,532}{0,01} = 53,2 \text{ МПа}$,

$$\sigma_{екв}(45^\circ) = \sqrt{\frac{1}{2}[(-28 - 53,2)^2 + (53,2 - (-1,4))^2 + (-1,4 - (-28))^2]} =$$

$$= 71,7 \text{ МПа} < [\sigma] = 122 \text{ МПа}.$$

Для $\varphi = 67,5^\circ$:

$$\sigma_\tau(67,5^\circ) = \frac{-0,7}{0,01} = -70 \text{ МПа}, \quad \sigma_N(67,5^\circ) = \frac{0,445}{0,01} = 44,5 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{екв}(67,5^\circ) = \sqrt{\frac{1}{2}[(-70 - 44,5)^2 + (44,5 - (-1,4))^2 + (-1,4 - (-70))^2]} = \text{Для}$$

$$= 99,8 \text{ МПа} < [\sigma] = 122 \text{ МПа}.$$

$\varphi = 90^\circ$:

$$\sigma_\tau(90^\circ) = \frac{-0,84}{0,01} = -84 \text{ МПа}, \quad \sigma_N(90^\circ) = \frac{0,42}{0,01} = 42 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{екв}(90^\circ) = \sqrt{\frac{1}{2}[(-84 - 42)^2 + (42 - (-1,4))^2 + (-1,4 - (-84))^2]} =$$

$$= 110,8 \text{ МПа} < [\sigma] = 122 \text{ МПа}.$$

11. Маса кришки за ГОСТ 6533-78:

$$m = 137 \text{ кг}.$$

12. Будуємо епюру головних та еквівалентних напружень по перерізу кришки

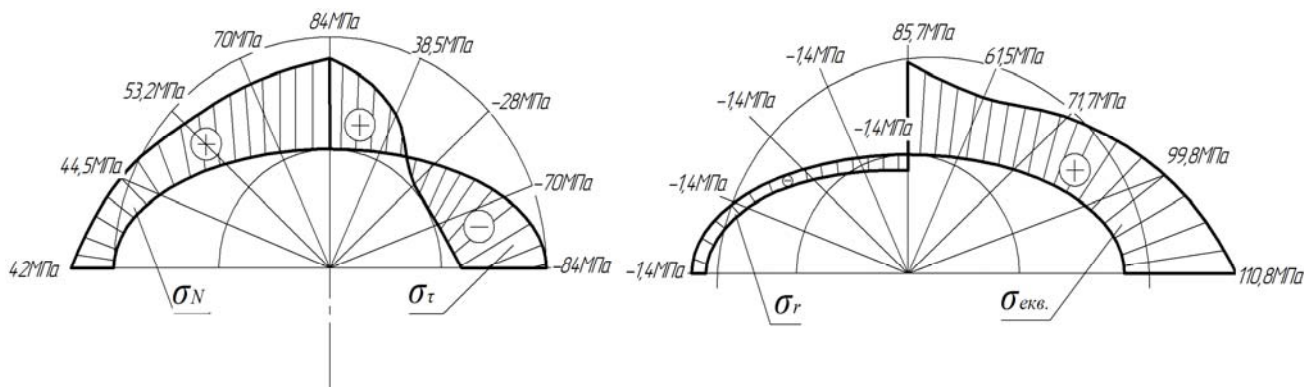


Рисунок 9 – Епюри головних та еквівалентних напружень в еліптичній кришці тонкостінного апарату, навантаженого внутрішнім надлишковим тиском

Завдання для самостійного вирішення

Задача №3. За вихідними даними таблиці 6, прийнявши значення розрахункового внутрішнього надлишкового тиску рівним робочому тиску в апараті, визначити виконавчу товщину стінки стандартної еліптичної кришки тонкостінного апарату, розрахувати еліптичну кришку на міцність, визначити радіуси кривизни, зусилля та напруження, що виникають в різних перерізах кришки. Накреслити епюри головних та еквівалентних (за IV теорією міцності) напружень. Провести аналіз напруженого стану та зробити висновки.

Питання до самоперевірки

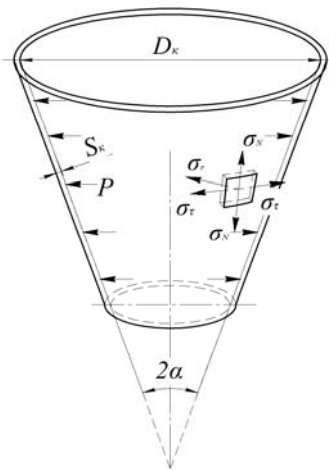
1. Які типи опуклих днищ тонкостінних посудин і апаратів ви знаєте?
2. Що називають головними радіусами кривизни оболонки?
3. За яких умов можливо використання приведених у розрахунку формул?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №6

ТЕМА: «РОЗРАХУНОК ГЛАДКОЇ КОНІЧНОЇ ОБИЧАЙКИ НАВАНТАЖЕНОЇ ВНУТРІШНІМ НАДЛИШКОВИМ ТИСКОМ. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГЛАДКОЇ КОНІЧНОЇ ОБИЧАЙКИ ТА ЇЇ РОЗГОРТКИ»

Короткі теоретичні відомості

За безмоментною теорією оболонок, головні напруження, що виникають в конічній вісесиметричній тонкостінній оболонці [7]:



Кільцеве напруження :

$$\sigma_{\tau} = \frac{P_R R}{S_K \cos \alpha},$$

Осьове напруження:

$$\sigma_N = \frac{P_R R}{2 S_K \cos \alpha},$$

Радіальне напруження: $\sigma_r = -P_R$.

Рисунок 10 – Схема головних
напружень в конічній оболонці,
навантаженій внутрішнім
надлишковим тиском

Конічні днища застосовуються в основному у вертикальних апаратах знизу, у яких потрібне повне видалення рідкого, сипучого або кускового продукту. Вибір кута при вершині конуса визначається технологічними міркуваннями: для рідких речовин – їхньою в'язкістю, а для сипучих і кускових речовин – їх кутом природного укосу. За ГОСТ 13376-78 «Днища конические и переходы сосудов и аппаратов. Ряд углов при вершине»

величина кутів в градусах при вершині конічних днищ і переходів повинна вибиратися з ряду: 15, 30, 45, 60, 75, 90, 120, 140 і (160). Величину кута, позначену в дужках, застосовувати не рекомендується. Кути 15 і 30 призначені тільки для переходів.

Розрахункові формули для гладких конічних обичайок (днищ та переходів) використовують при співвідношенні товщини стінки зовнішньої обичайки і діаметром (рисунок 11, 12) у межах [1]:

$$0,001 \leq \frac{S_k \cos \alpha}{D_k} \leq 0,05.$$

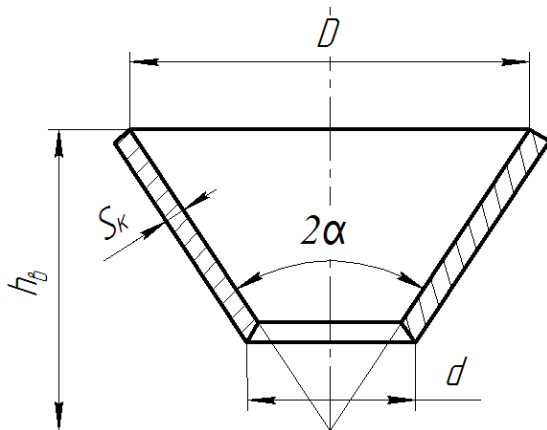


Рисунок 11 – Розрахункова схема невідбортованого конічного днища

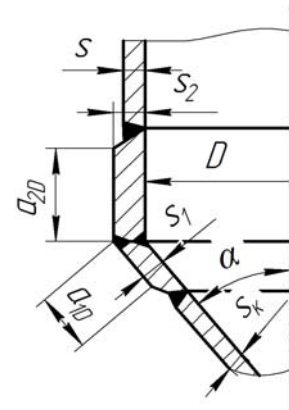


Рисунок 12 – Розрахункова схема переходу між циліндричною та конічною обичайкою

Розрахункова товщина стінки конічної обичайки [1]:

$$S_{\kappa R} = \frac{P_R D_{\kappa}}{2[\sigma]\varphi - P_R} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}.$$

де D_{κ} – розрахунковий діаметр конічної частини,

$$D_{\kappa} = D - 1,4a_1 \sin \alpha;$$

α – кут конусності обичайки (половина кута при вершині конуса даної обичайки);

a_1 – розрахункова довжина перехідної частини для конічної обичайки (рисунок 12):

$$a_1 = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_1 - c)}.$$

Розрахункову довжину перехідної частини для циліндричної обичайки (рисунок 12) визначають за формулою:

$$a_2 = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_2 - c)}.$$

де S_1 , S_2 – товщина стінки перехідної частини конічної і циліндричної обичайок відповідно.

Виконавча товщина стінки конічної обичайки:

$$S_{\kappa} = S_{\kappa R} + c.$$

Виконавчу товщину конічного днища округлюють до до найближчого більшого значення стандартної товщини, наведеної в ГОСТ 12619-78 для відборттованих днищ (див. Додаток Б) та ГОСТ 12620-78 для невідборттованих днищ (див. Додаток В).

Допустимий внутрішній тиск для конічної обичайки [1]:

$$[P] = \frac{2[\sigma]\varphi(S_{\kappa} - c)}{\frac{D_{\kappa}}{\cos \alpha_1} + (S_{\kappa} - c)}.$$

Умова міцності: $[P] \geq P_R$.

Розробка розгортки конічного днища

Зовнішній радіус конічної частини (твірної конуса): $R = \frac{D_k}{2 \sin \alpha}$.

Зовнішній радіус центрального отвору (твірної конуса): $r = \frac{d}{2 \sin \alpha}$.

Коефіцієнт форми в рад (кут сегмента у розгортці):

$$R\beta = \pi D_k;$$

$$\beta = \frac{\pi D_k}{R}.$$

$$\text{У град: } \beta = \frac{D_k}{R} 180^\circ.$$

Розміри розгортки, розраховані за середньою лінією без врахування припуску на обрізання, для невідбортованого конічного днища (рисунок 13) за ГОСТ 12620-78 «Днища конические неотбортованные с углами при вершине 60°, 90°, 120°. Основные размеры» розраховують як [10]:

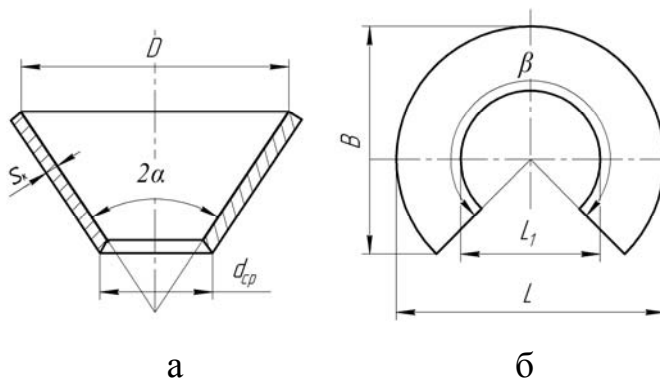


Рисунок 13 – Схема конічного невідбортованого днища: а – головний вигляд; б – розгортка

Для днищ з кутом при вершині

$$2\alpha = 60^\circ:$$

$$L = 2D_{cp}; L_1 = 2d_{cp}; B = 0,5L; \beta = 180^\circ, \text{ де}$$

$$D_{cp} = D_B + 0,86S_K = D_H - 0,86S_K,$$

$$d_{cp} = d_B + 0,86S_K = d_H - 0,86S_K.$$

Для днищ з кутом при вершині

$$2\alpha = 90^\circ: L = 1,414D_{cp}; L_1 = 1,414d_{cp};$$

$$B = 0,802L; \beta = 254^\circ 31',$$

$$\text{де } D_{cp} = D_B + 0,71S_K = D_H - 0,71S_K,$$

$$d_{cp} = d_B + 0,71S_K = d_H - 0,71S_K.$$

Для днищ з кутом при вершині

$$2\alpha = 120^\circ:$$

$$L = 1,154D_{cp}; L_1 = 1,154d_{cp};$$

$$B = 0,956L; \beta = 312^\circ,$$

$$\text{де } D_{cp} = D_B + 0,5S_K = D_H - 0,5S_K,$$

$$d_{cp} = d_B + 0,5S_K = d_H - 0,5S_K.$$

Розміри розгортки, розраховані за середньою лінією без врахування припуску на обрізання, для відбортованого конічного днища (рисунок 14) за ГОСТ 12619-78 «Днища конические неотбортованные с углами при вершине 60°, 90°. Основные размеры» розраховують як [11]:

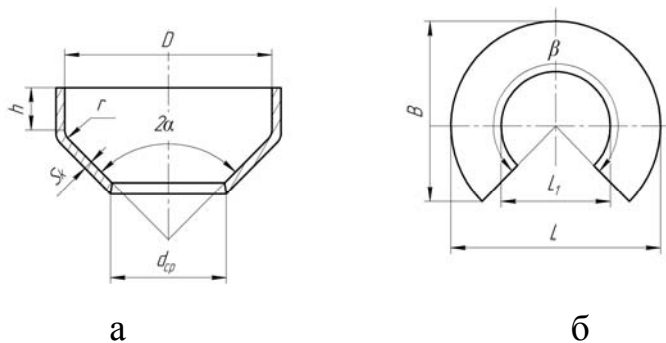


Рисунок 14 – Схема конічного невідбортованого днища: а – головний вигляд; б – розгортка

Для днищ з кутом при вершині

$$2\alpha = 60^\circ:$$

$$L = 2h + 1,92D_{cp} + 1,05r_{cp};$$

$$L_1 = 2d_{cp}; \quad B = 0,5L; \quad \beta = 180^\circ,$$

$$\text{де } D_{cp} = D_B + S_K = D_H - S_K,$$

$$r_{cp} = r_B + 0,5S_K = r_H - 0,5S_K,$$

$$d_{cp} = d_B + 0,86S_K = d_H - 0,86S_K.$$

Для днищ з кутом при вершині

$$2\alpha = 90^\circ:$$

$$L = 2h + 1,289D_{cp} + 1,57r_{cp}; \quad L_1 = 1,414d_{cp};$$

$$B = 0,802L; \quad \beta = 180^\circ,$$

$$\text{де } D_{cp} = D_B + S_K = D_H - S_K,$$

$$r_{cp} = r_B + 0,5S_K = r_H - 0,5S_K,$$

$$d_{cp} = d_B + 0,71S_K = d_H - 0,71S_K.$$

Приклад умовного позначення стандартного невідбортованого днища з кутом при вершині $2\alpha = 90^\circ$, діаметром $D_B = 1,2\text{ м}$ та товщиною $S_K = 10\text{ мм}$:

Днище 90-1200-10 ГОСТ 12620-78

Приклад умовного позначення стандартного відбортованого днища з кутом при вершині $2\alpha = 60^\circ$, діаметром $D_B = 2\text{ м}$ та товщиною $S_K = 12\text{ мм}$:

Днище 60-2000-12 ГОСТ 12619-78

При визначенні основних розмірів конічних днищ рекомендується користуватись наступними стандартами:

ГОСТ 12619-78 «Днища конические отбортованные с углами при вершине $60^\circ, 90^\circ$. Основные размеры».

ГОСТ 12620-78 «Днища конические неотбортованные с углами при вершине $60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$. Основные размеры».

ГОСТ 12621-78 «Днища конические неотбортованные с углом при вершине 140° . Основные размеры».

Завдання до практичного заняття № 6

За вихідними даними завдання до практичного заняття №2 розрахувати невідбортоване конічне днище, що сполучається з циліндричною обичайкою, перевірити днище на міцність, розробити розгортку днища. Кут конусності днища $2\alpha=90^\circ$. Прийняти товщину перехідної частини конічного днища та циліндричної обичайки рівною товщині стінки циліндричної обичайки. Діаметр центрального отвору прийняти рівним $0,1D$.

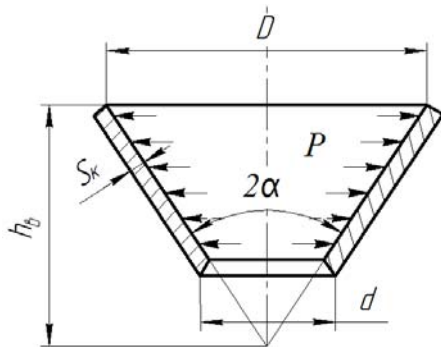


Рисунок 15 – Розрахункова схема невідбортованого конічного днища, навантаженого внутрішнім надлишковим тиском

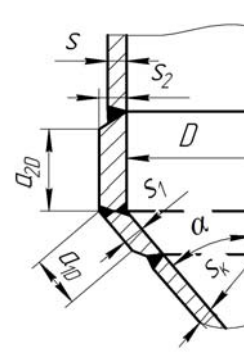


Рисунок 16 – Розрахункова схема переходу між циліндричною та конічною обичайкою

Приклад розв'язку

1. Розрахункова довжину перехідної частини:

Приймаємо в межах задачі $S_1 = S_2 = 10 \text{ мм}$.

- для конічної обичайки:

$$a_1 = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_1 - c)} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{1,2}{\cos 45^\circ} \cdot (10 - 1,3) 10^{-3}} = 0,085 \text{ м},$$

- для циліндричної обичайки:

$$a_2 = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_2 - c)} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{1,2}{\cos 45^\circ} \cdot (10 - 1,3) 10^{-3}} = 0,085 \text{ м}.$$

2. Приймаємо діаметр центрального отвору $d = 0,1D = 0,12 \text{ м}$.

3. Розрахунковий діаметр конічної частини:

$$D_k = D - 1,4a_1 \sin \alpha = 1,2 - 1,4 \cdot 0,085 \cdot \sin 45^\circ = 1,11 \text{ м}.$$

4. Розрахункова товщина стінки кришки:

$$S_{\kappa R} = \frac{P_R D_\kappa}{2[\sigma] \varphi - P_R} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1,4 \cdot 1,11}{2 \cdot 122 \cdot 1,0 - 1,4} \cdot \frac{1}{\cos 45^\circ} = 0,009 \text{ м}.$$

5. Виконавча товщина стінки конічної обичайки:

$$S_\kappa = S_{\kappa R} + c = 9 + 0,5 + 0,8 + 0 + c_4 = 10,3 + c_4 = 12 \text{ мм},$$

$$c_1 = 0,5 \text{ мм}; \quad c_2 = 0,8 \text{ мм}; \quad c_3 = 0 \text{ мм}; \quad c_4 = 1,7 \text{ мм}.$$

6. Допустимий тиск:

$$[P] = \frac{2[\sigma] \varphi (S_\kappa - c)}{\frac{D_\kappa}{\cos \alpha} + (S_\kappa - c)} = \frac{2 \cdot 122 \cdot 1,0 \cdot (12 - 1,3) \cdot 10^{-3}}{\frac{1,11}{\cos 45^\circ} + (12 - 1,3) \cdot 10^{-3}} = 1,65 \text{ МПа}.$$

7. Перевіряємо умову міцності: $[P] = 1,65 \text{ МПа} > P_R = 1,4 \text{ МПа}$.

Умова міцності виконується.

8. Зовнішній радіус конічної частини (твірної

конуса): $R = \frac{D_\kappa}{2 \sin \alpha} = \frac{1,11}{2 \sin 45^\circ} = 0,785 \text{ м}.$

9. Зовнішній радіус центрального отвору (твірної конуса):

$$r = \frac{d}{2 \sin \alpha} = \frac{0,12}{2 \sin 45^\circ} = 0,085 \text{ м}.$$

10. Коефіцієнт форми: $\beta = \frac{D_\kappa}{R} 180^\circ = \frac{1,11}{0,785} \cdot 180^\circ = 254,5^\circ.$

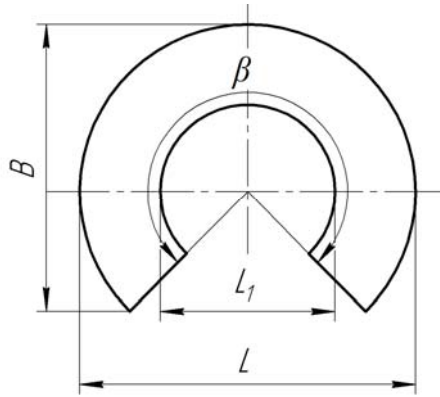


Рисунок 17 – Схема розгортки конічного невідбортованого днища

За ГОСТ 12620-78 «Днища конические неотбортованные с углами при вершине 60° , 90° , 120° . Основные размеры» визначаємо параметри розгортки для невідбортованого днища з кутом при вершині $2\alpha = 90^\circ$:

$$L = 1,414D_{cp} = 1,414 \cdot 1,1185 = 1,58\text{м}; L_1 = 1,414d_{cp} = 1,414 \cdot 0,1285 = 0,182\text{м};$$

$$B = 0,802 \cdot 1,58 = 1,267\text{м}; \beta = 254^\circ 31',$$

$$\text{де } D_{cp} = D_B + 0,71S_K = D_H - 0,71S_K = 1,11 + 0,71 \cdot 0,012 = 1,119\text{м},$$

$$d_{cp} = d_B + 0,71S_K = d_H - 0,71S_K = 0,12 + 0,71 \cdot 0,012 = 0,1285\text{м}.$$

$$\text{Маса днища: } m = 253,9\text{кг}.$$

11.Перевіряємо умови використання розрахункових формул:

$$0,001 \leq \frac{S_k \cos \alpha}{D_k} \leq 0,05.$$

Умова використання формул виконується.

Завдання для самостійного вирішення

Задача №4. За вихідними даними таблиці 6 у відповідності до номеру варіанта розрахувати конічне днище, що сполучається з циліндричною обичайкою, перевірити днище на міцність, розробити розгортку днища. Прийняти товщину перехідної частини конічного днища та циліндричної

обичайки рівною товщині стінки циліндричної обичайки. Діаметр центрального отвору прийняти рівним $0,1D$.

Питання до самоперевірки

1. Які кути при вершині конуса передбачені нормативними документами для конічних днищ?
2. Що називають розгорткою конічного днища?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №7

ТЕМА: «ПЛОСКІ ДНИЩА. ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ, ДОПУСТИМОГО ТИСКУ, ПОРІВНЯННЯ З ОПУКЛИМИ ДНИЩАМИ»

Короткі теоретичні відомості

Плоскі днища застосовують в апаратах, що працюють під малим надлишковим чи при атмосферному тиску. В апаратах, що працюють під великими тисками, плоскі днища виходять масивними.

Плоскі днища розраховують як круглі суцільні пластини, навантажені рівномірно розподіленим навантаженням.

Розрахункові формули застосовують при виконанні умови [1]:

$$\frac{S_{\partial} - c}{D_R} \leq 0,11.$$

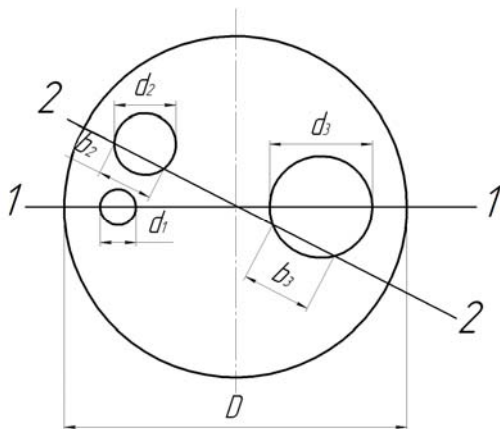


Рисунок 18 – Розрахункова схема
плоского круглого днища

Можливий розрахунок плоских днищ з $\frac{S_{R\partial} - c}{D_R} > 0,11$, однак значення допустимого тиску в такому випадку необхідно помножити на поправочний коефіцієнт:

$$K_R = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \frac{S_{\partial} - c}{D_R}\right)^2}}.$$

Розрахункова та виконавча товщини плоского днища відповідно [1]:

$$S_{R\partial} = K K_0 D \sqrt{\frac{P_R}{[\sigma] \varphi}}, \quad S_{\partial} = S_{R\partial} + c,$$

де K – конструкторський коефіцієнт, що враховує закріплення днища, в залежності від конструкції днища визначають за ГОСТ 14249-89 або за таблицею 4.

K_0 – конструкторський коефіцієнт, що враховує ослаблення днища отворами.

Для i отворів:

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D} \right)^3}{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D} \right)}}$$

Коефіцієнт K_0 визначають для найбільш ослабленого перерізу. Максимальну суму для довжин хорд отворів в найбільш ослабленому діаметральному перерізі днища або кришки визначають, наприклад відповідно до рисунка 18, за формулою:

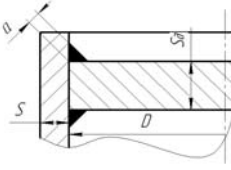
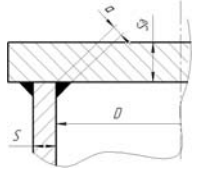
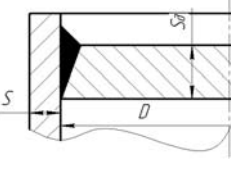
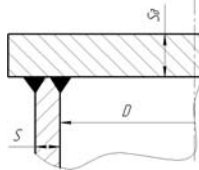
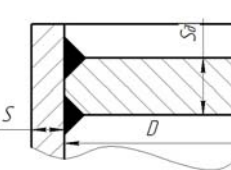
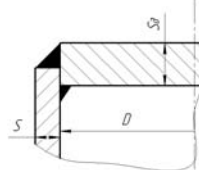
$$\sum d_i = \max \{ (d_1 + d_3); (b_2 + b_3) \}.$$

Допустимий тиск для плоского днища [1]: $[P] = \left(\frac{S_\sigma - c}{KK_0 D} \right)^2 [\sigma] \phi.$

Умова міцності: $[P] \geq P_R.$

Таблиця 5 – Деякі типи і конструкції плоских днищ посудин та апаратів (ГОСТ 14249-89)

Тип	Креслення	Умови закріплення	Коефіцієнт K	Тип	Креслення	Умови закріплення	Коефіцієнт K
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
1		$a \geq 1,7S$ $D_R = D$	0,53	5		$\frac{S - c}{S_\sigma - c} < 0,25$ $\frac{S - c}{S_\sigma - c} \geq 0,25$ $D_R = D$	0,45 0,41

1	2	3	4	5	6	7	8
2		$a \geq 0,85S$ $D_R = D$	0,5	6		$a \geq 0,85S$ $D_R = D$	0,5
3		$\frac{S-c}{S_0-c} < 0,25$ $\frac{S-c}{S_0-c} \geq 0,25$ $D_R = D$	0,45 0,41	7		$\frac{S-c}{S_0-c} < 0,5$ $\frac{S-c}{S_0-c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38
4		$\frac{S-c}{S_0-c} < 0,5$ $\frac{S-c}{S_0-c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38	8		$\frac{S-c}{S_0-c} < 0,5$ $\frac{S-c}{S_0-c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38

Завдання до практичного заняття №7

Визначити товщину та допустимий тиск для плоского днища, що сполучається з циліндричною обичайкою, розрахованою на практичному занятті №2*. Прийняти:

$$d_1 = 0,2D = 0,2 \cdot 1,2 = 0,24\text{м}, \quad d_2 = d_4 = 0,1D = 0,1 \cdot 1,2 = 0,12\text{м},$$

$$d_3 = 0,15D = 0,18\text{м}, \quad \alpha_1 = 45^\circ, \quad \alpha_2 = 45^\circ, \quad \alpha_3 = 50^\circ, \quad r = 0,4D = 0,48\text{м},$$

$$r' = 0,6D = 0,72\text{м} \text{ (див. рисунок 19).}$$

За ГОСТ 14249-89 тип закріплення днища – II.

*При розрахунку слід пам'ятати, що плоскі днища використовують для роботи під налив чи при незначних тисках. Розрахунок, приведений в задачі, є суто тренувальним

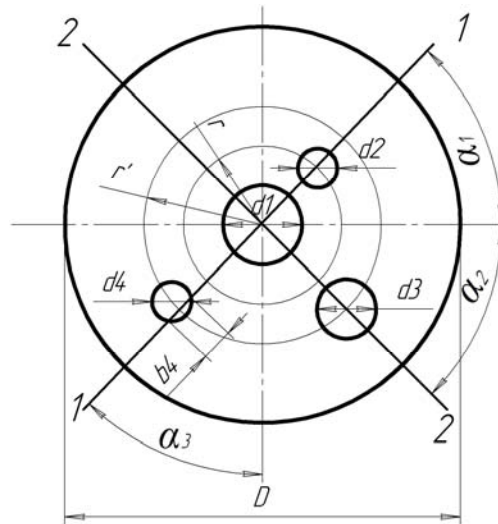


Рисунок 19 – Розрахункова схема плоского круглого днища

Приклад розв'язку

1. Розрахункова товщина днища:

$$S_{R\partial} = K K_0 D \sqrt{\frac{P_R}{[\sigma] \phi}} = 0,5 \cdot 1,23 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{\frac{1,4}{122 \cdot 1,0}} = 0,079 \text{ м.}$$

де K – конструкторський коефіцієнт, що враховує закріплення днища, для 2 типу закріплення днища за ГОСТ 14249-89 коефіцієнт $K = 0,5$;

K_0 – конструкторський коефіцієнт, що враховує ослаблення днища отворами.

Для перерізу 1-1:

$$K_{01-1} = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D} \right)^3}{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D} \right)}} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^3 - \left(\frac{d_2}{D} \right)^3 - \left(\frac{b_4}{D} \right)^3}{1 - \frac{d_1}{D} - \frac{d_2}{D} - \frac{b_4}{D}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{0,24}{1,2} \right)^3 - \left(\frac{0,12}{1,2} \right)^3 - \left(\frac{0,037}{1,2} \right)^3}{1 - \frac{0,24}{1,2} - \frac{0,12}{1,2} - \frac{0,037}{1,2}}} = 1,216$$

$$\text{де } b_4 = 2\sqrt{\frac{d_4^2}{4} - (r' \sin(\alpha_3 - \alpha_1))^2} = 2\sqrt{\frac{0,12^2}{4} - (0,72 \cdot \sin(50^\circ - 45^\circ))^2} = 0,037 \text{ м}$$

Для перерізу 2-2:

$$K_{0\ 2-2} = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D}\right)^3}{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D}\right)}} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{d_1}{D}\right)^3 - \left(\frac{d_3}{D}\right)^3}{1 - \frac{d_1}{D} - \frac{d_3}{D}}} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{0,24}{1,2}\right)^3 - \left(\frac{0,18}{1,2}\right)^3}{1 - \frac{0,24}{1,2} - \frac{0,18}{1,2}}} = 1,23$$

$K_{0\ 2-2} = 1,23 > K_{0\ 1-1} = 1,216$, отже переріз 2-2 є більш ослабленим і

подальші розрахунки проводимо для цього перерізу.

2. Виконавча товщина днища:

$$S_\delta = S_{R\delta} + c = 79 + 2,7 + c_4 = 85 \text{ мм}$$

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4 = 0,5 + 2,2 + 0 + 3,3 = 6 \text{ мм}.$$

3. Допустимий тиск:

$$[P] = \left(\frac{0,085 - 0,006}{0,5 \cdot 1,23 \cdot 1,2}\right)^2 \cdot 122 \cdot 1,0 = 1,517 \text{ МПа}.$$

4. $[P] = 1,517 \text{ МПа} > P_R = 1,4 \text{ МПа}$, умова міцності виконується.

5. Маса днища

$$m_\delta = \rho S_\delta (0,785 D^2 - F_{\text{отв.}}) = 7850 \text{ кг/м}^3 \cdot 0,085 \cdot 0,785 \cdot (1,2^2 - 2 \cdot 0,12^2 - 0,24^2 - 0,18^2) = 692 \text{ кг}.$$

Завдання для самостійного вирішення

Задача №5. Визначити товщину та допустимий тиск для плоского днища, що сполучається з циліндричною обичайкою, розрахованою в задачі №1. Провести порівняльний аналіз отриманих результатів з попередніми розрахунками еліптичного та конічного днищ. Прийняти: $d_1 = 0,2D$, $d_2 = d_4 = 0,1D$, $d_3 = 0,15D$, $\alpha_1 = 45^\circ$, $\alpha_2 = 45^\circ$, $\alpha_3 = 50^\circ$, $r = 0,4D$, $r' = 0,6D$ (див. рисунок 19).

Питання для самоперевірки

1. Чому плоскі днища використовують для посудин та апаратів, що працюють під атмосферним тиском або під налив?
2. Порівняйте плоске, еліптичне і конічне днище, що працюють в однакових умовах (робочий тиск, діаметр корпусу).

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №8

ТЕМА: «РОЗРАХУНОК ГЛАДКОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБИЧАЙКИ НАВАНТАЖЕНОЇ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ»

Короткі теоретичні відомості

Виконавча товщина стінки обичайки: $S = S_R + c$.

Розрахункову товщину стінки для гладкої циліндричної обичайки тонкостінної посудини, навантаженої зовнішнім надлишковим тиском, наближено визначають за формулою [1]:

$$S_R = \max \left\{ K_2 D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 P_R D}{2[\sigma]} \right\};$$

K_2 – конструктивний коефіцієнт, що визначається за номограмою, приведеною на рисунку 20. Для визначення коефіцієнта K_2 необхідно обрахувати наступні коефіцієнти:

$$K_1 = \frac{n_y p_{нР}}{2,4 \cdot 10^{-6} E},$$

де $n_y = 2,4$ – коефіцієнт запасу стійкості в робочих умовах;

E – модуль пружності матеріалу обичайки, МПа.

$$K_3 = \frac{l_R}{D},$$

де l_R – розрахункова довжина апарату, $l_R = L + l_3$;

L – довжина циліндричної частини апарату;

l_3 – розрахункова довжина елемента, що примикає,

$$l_3 = \frac{H}{3} \text{ – для опуклих днищ,}$$

$l_3 = \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha}$ – для конічних днищ (обичайок) без відбортовки,

однак не більше, ніж довжина конічного елемента,

$l_3 = \max \left\{ r \sin \alpha, \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha} \right\}$ – для конічних днищ (обичайок) з

відбортовкою, однак не більше, ніж довжина конічного елемента.

$$K_4 = \frac{10^3 [\sigma]}{E}.$$

За розрахованими коефіцієнтами за номограмою (рисунок 20) визначаємо коефіцієнт K_2 .

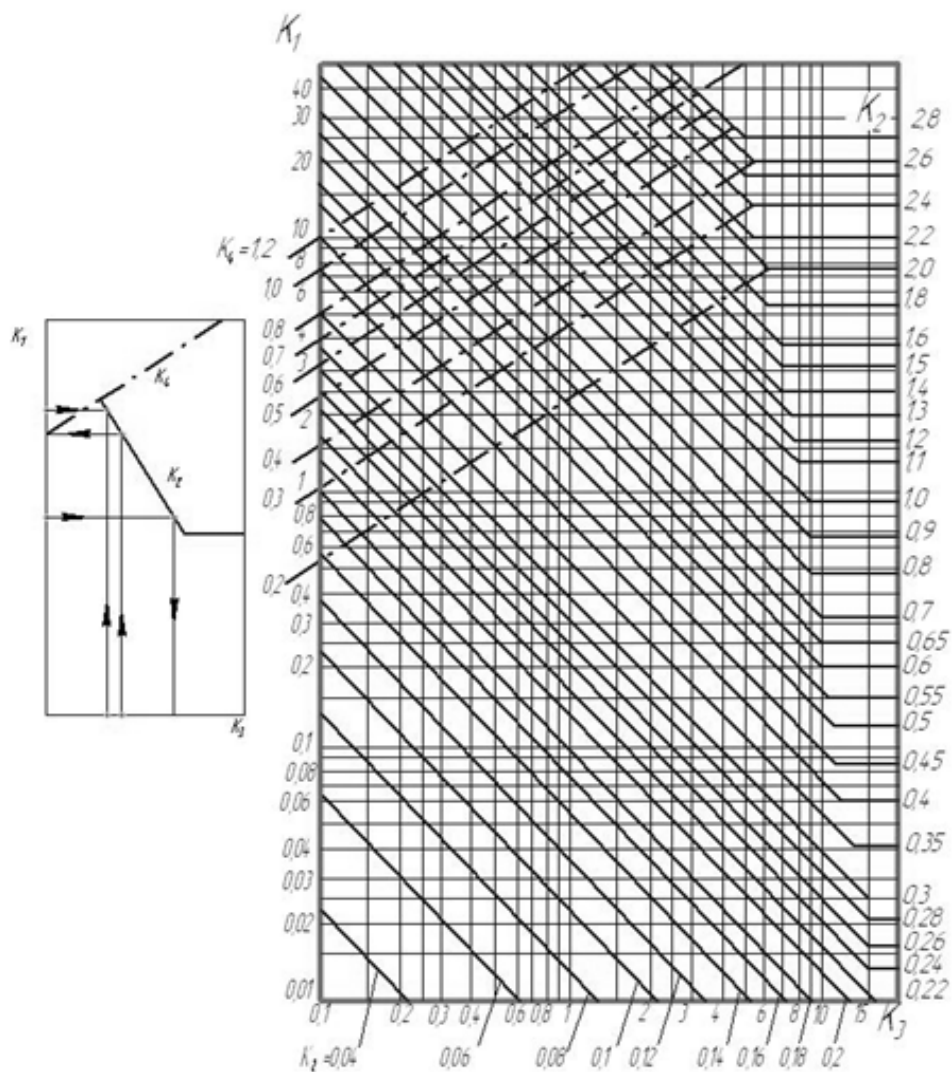


Рисунок 20 – Номограма для визначення коефіцієнта K_2

Допустимий зовнішній тиск для гладкої циліндричної обичайки тонкостінної посудини, навантаженої зовнішнім надлишковим тиском, обраховують за формулою [1]:

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_E}\right)^2}},$$

де $[P]_{\sigma}$ – допустимий зовнішній тиск з умови міцності в межах пружності,

$$[P]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - c)}{D + S - c}.$$

$[P]_E$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в межах пружності,

$$[P]_E = \frac{20,6 \cdot 10^{-6} E D}{n_y B_1 l_p} \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^{2,5},$$

$$\text{де } B_1 = \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{D}{t} \sqrt{\frac{D}{100(S - c)}} \right\},$$

де t – ширина поперечного перерізу кільця жорсткості в місці його приварки до обичайки. Для обичайок без кілець жорсткості $B_1 = 1,0$.

Умова міцності: $P_R \leq [P]$.

Завдання до практичного заняття №8

За вихідними даними до практичного заняття №2, прийнявши значення робочого тиску рівним розрахунковому зовнішньому тиску, розрахувати на міцність циліндричну обичайку, що навантажена зовнішнім надлишковим тиском. Примикаючий до циліндричної обичайки елемент - стандартне еліптичне днище.

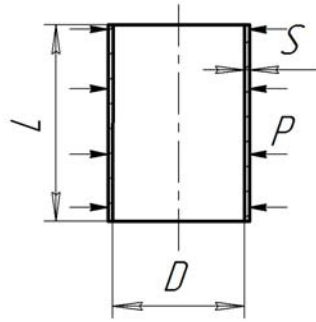


Рисунок 21 – Розрахункова схема циліндричної обичайки, навантаженої зовнішнім тиском.

Приклад розв'язку

1. Розрахункова товщина стінки обичайки:

$$S_R = \max \left\{ K_2 D \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,1 P_R D}{2[\sigma]} \right\} = \max \left\{ 1,2 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,1 \cdot 1,4 \cdot 1,2}{2 \cdot 122} \right\} = \max \{0,0144; 0,015\} =$$

K_2 – конструктивний коефіцієнт, що визначається за номограмою (рисунок 10).

Коефіцієнти для визначення K_2 :

$$K_1 = \frac{n_y P_R}{2,4 \cdot 10^{-6} E} = \frac{2,4 \cdot 1,4}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5} = 7,$$

де $n_y = 2,4$ – коефіцієнт запасу стійкості;

$$K_3 = \frac{l_R}{D} = \frac{2,1}{1,2} = 1,74,$$

де l_R – розрахункова довжина апарату, $l_R = L + l_3 = 2 + 0,1 = 2,1 \text{ м}$,

де l_3 – розрахункова довжина елемента, що примикає. Для

стандартного еліптичного днища: $l_3 = \frac{H}{3} = \frac{0,25 D}{3} = \frac{0,25 \cdot 1,2}{3} = 0,1 \text{ м}$;

$$K_4 = \frac{10^3 [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 122}{2 \cdot 10^5} = 0,61.$$

За розрахованими коефіцієнтами за номограмою (рисунок 20) визначаємо коефіцієнт $K_2 \approx 1,2$.

2. Виконавча товщина стінки обичайки:

$$S = S_R + c = 15 + 1,3 + c_4 = 18 \text{ мм},$$

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4 = 0,5 + 0,8 + 0 + 1,7 = 3 \text{ мм}.$$

3. Допустимий зовнішній тиск з умови міцності в межах пружності:

$$[P]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - c)}{D + S - c} = \frac{2 \cdot 122 \cdot (18 - 1,3) \cdot 10^{-3}}{1,2 + (18 - 1,3) \cdot 10^{-3}} = 3,35 \text{ МПа}.$$

4. Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в межах пружності:

$$[P]_E = \frac{20,6 \cdot 10^{-6} E D}{n_y B_1 l_R} \left[\frac{100(S - c)}{D} \right]^{2,5} = \frac{20,6 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,2}{2,4 \cdot 1 \cdot 2,1} \left[\frac{100 \cdot (18 - 1,3) \cdot 10^{-3}}{1,2} \right]^{2,5} = 2,24 \text{ МПа}.$$

Так як обичайка не підкріплена кільцями жорсткості, то коефіцієнт $B_1 = 1,0$.

5. Допустимий зовнішній тиск:

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{3,35}{\sqrt{1 + \left(\frac{3,35}{2,24} \right)^2}} = 1,86 \text{ МПа}.$$

6. $[P] = 1,86 \text{ МПа} > P_R = 1,4 \text{ МПа}$, умова міцності виконується.

7. Визначаємо масу корпусу:

$$m = \rho_{Me} L \frac{\pi}{4} [(D + S)^2 - D^2] = 7850 \text{ кг/м}^3 \cdot 2 \text{ м} \cdot 0,785 \cdot [(1,2 \text{ м} + 0,018 \text{ м})^2 - (1,2 \text{ м})^2] = 536,4 \text{ кг}.$$

Завдання для самостійного вирішення

Задача №6. За вихідними даними таблиці 6, прийнявши значення робочого тиску рівним розрахунковому зовнішньому тиску, розрахувати на міцність циліндричну обичайку, що навантажена зовнішнім надлишковим

тиском. Для парних варіантів прийняти елемент, що примикає – стандартне еліптичне днище, для непарних – конічне невідбортване днище. Порівняти результати розрахунків з даними, отриманими для розрахунку циліндричної обичайки, навантаженої внутрішнім надлишковим тиском.

Питання до самоперевірки

1. Що називають втратою стійкості? Втратою місцевої стійкості? Втратою загальної стійкості?
2. Порівняйте циліндричні обичайки однакових габаритів, що працюють під однаковим за значенням внутрішнім та зовнішнім надлишковим тиском.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №9

ТЕМА: «РОЗРАХУНОК ГЛАДКОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБИЧАЙКИ, НАВАНТАЖЕНОЇ ЗОВНІШНІМ НАДЛИШКОВИМ ТИСКОМ, ОСЬОВОЮ, ПОПЕРЕЧНОЮ СИЛАМИ ТА ЗГИНАЮЧИМ МОМЕНТОМ»

Короткі теоретичні відомості

У деяких випадках обичайки апаратів працюють під спільною дією внутрішнього надлишкового або зовнішнього тиску, осьового стискаючого зусилля, вигинаючого моменту та поперечного зусилля (наприклад, колонні апарати). У цьому випадку товщина стінки обичайки попередньо визначається за умов міцності або стійкості від дії відповідного тиску після чого проводять перевірку стійкості обичайок, які працюють під спільною дією декількох видів навантажень, для робочих умов та, у випадку необхідності, умов випробувань за формулою [1]:

$$\frac{P}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 \leq 1,$$

де P, F, M, Q – значення діючих на обичайку тиску (внутрішнього або зовнішнього), осьової сили (розтягуючої або стискаючої), вигинаючого моменту та поперечної сили, відповідно;

$[P], [F], [M], [Q]$ – допустимі значення тиску (внутрішнього або зовнішнього), осьової сили (розтягуючої або стискаючої), вигинаючого моменту та поперечної сили, відповідно;

За відсутності дії на обичайку якогось з навантажень, відповідний доданок не включається до умови стійкості при дії кількох типів навантажень.

Циліндричні обичайки, навантажені осьовою розтягуючою силою

Допустиме розтягуюче осьове зусилля для циліндричних обичайок визначають за формулою [1]:

$$[F] = \pi(D + S - c)(S - c)[\sigma]\varphi_m,$$

де φ_m – коефіцієнт запасу міцності кільцевого шва обичайки.

Циліндричні обичайки, навантажені осьовою стискаючою силою

При умові, що довжина обичайки перевищує величину її діаметра більш, ніж в 10 раз, допустиме осьове стискаюче зусилля циліндричної обичайки з умови стійкості знаходять як [1]:

$$\text{При } l_p / D \geq 10 \Rightarrow [F]_E = \min \{ [F]_{E1}, [F]_{E2} \},$$

де допустиме осьове стискаюче зусилля з умови місцевої стійкості в межах пружності:

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^{2,5};$$

допустиме осьове стискаюче зусилля з умови загальної стійкості в межах пружності:

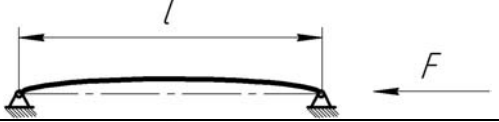
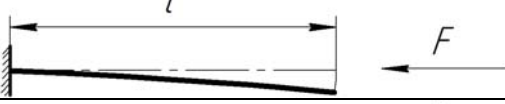
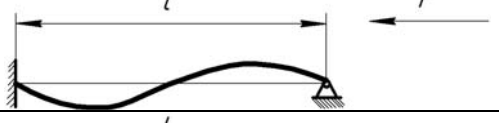
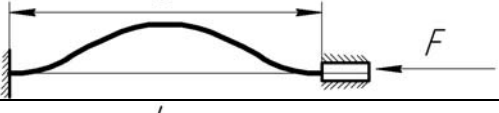
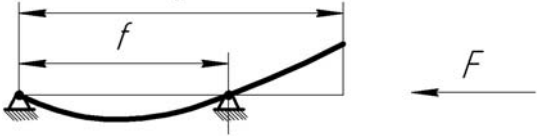
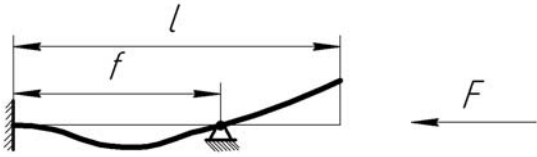
$$[F]_{E2} = \frac{\pi(D + s - c)(s - c)E}{n_y} \cdot \left(\frac{\pi}{\lambda_T} \right)^2,$$

де λ_T – приведена гнучкість центрально-стиснутої системи:

$$\lambda_T = \frac{2,83 l_{np}}{D + S - c},$$

l_{np} – приведена розрахункова довжина обичайки, яка розраховується в залежності від розрахункової схеми закріплення обичайки (таблиця 5).

Таблиця 6 – Приведена розрахункова довжина обичайки
в залежності від розрахункової схеми
закріплення обичайки

Тип закріплення	Розрахункова схема	$\frac{f}{l}$	l_{np}
1		-	l
2		-	$2l$
3		-	$0,7l$
4		-	$0,5l$
5		0	$2,00l$
		0,2	$1,73l$
		0,4	$1,47l$
		0,6	$1,23l$
		0,8	$1,06l$
		1,0	$1,00l$
6		0	$2,00l$
		0,2	$1,70l$
		0,4	$1,40l$
		0,6	$1,11l$
		0,8	$0,85l$
		1,0	$0,70l$

При умові, що довжина обичайки перевищує величину її діаметра менш, ніж в 10 раз, допустиме осьове стискаюче зусилля циліндричної обичайки з умови стійкості знаходять як допустиме осьове стискаюче зусилля з умови місцевої стійкості в межах пружності [1]:

$$\text{При } \frac{l_R}{D} < 10 \Rightarrow [F]_E = [F]_{E1}.$$

Допустиме стискаюче зусилля для циліндричної обичайки з умов міцності:

$$[F]_{\sigma} = \pi(D + S - c)(S - c)[\sigma],$$

Допустиме стискаюче зусилля циліндричної обичайки тонкостінної посудини визначають за формулою:

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}}.$$

Для робочих умов допустиме стискаюче зусилля допускається визначати за формулою: $[F] = \pi(D + S - c)(S - c)[\sigma] \min\{\varphi_1, \varphi_2\}$,

де φ_1, φ_2 – коефіцієнти, що визначаються за графіком (рисунок 22, 23) [1].

Циліндричні обичайки, навантажені згинаючим моментом

Допустимий вигинаючий момент розраховують за формулою [1]:

$$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_E}\right)^2}},$$

де $[M]_{\sigma}$ – допустимий вигинаючий момент з умови міцності,

$$[M]_{\sigma} = \frac{\pi}{4} D(D + S - c)(S - c)[\sigma];$$

$[M]_E$ – допустимий вигинаючий момент з умови стійкості:

$$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(S - c)}{D} \right]^{2,5}.$$

Для робочих умов допустимий вигинаючий момент дозволяється розраховувати як:

$$[M] = \frac{\pi}{4} D(D + S - c)(S - c)[\sigma]\varphi_3;$$

Значення коефіцієнта φ_3 визначаємо з графіка (рисунок 24).

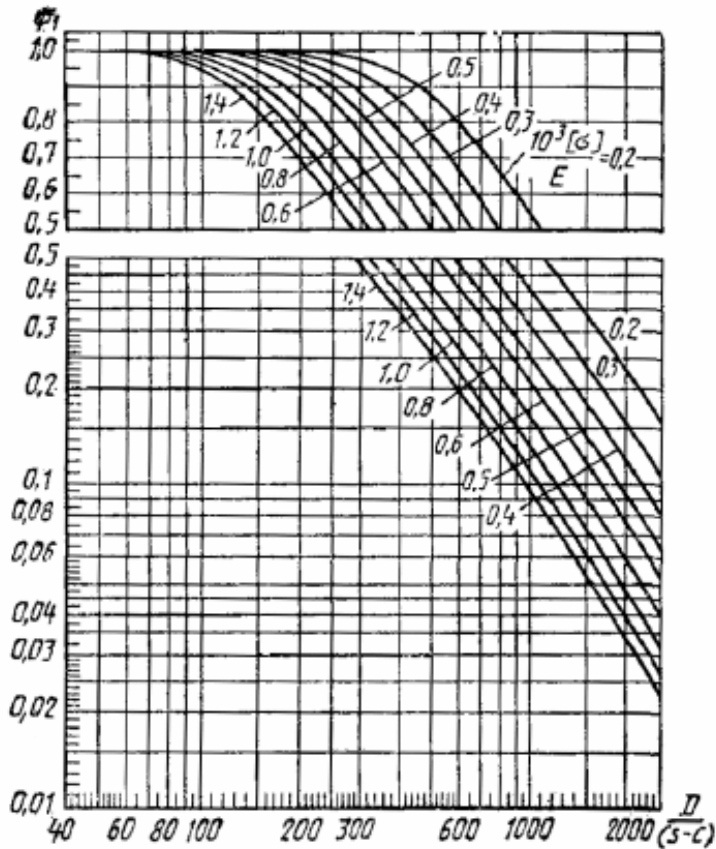


Рисунок 22 – Графік для визначення коефіцієнта φ_1 .

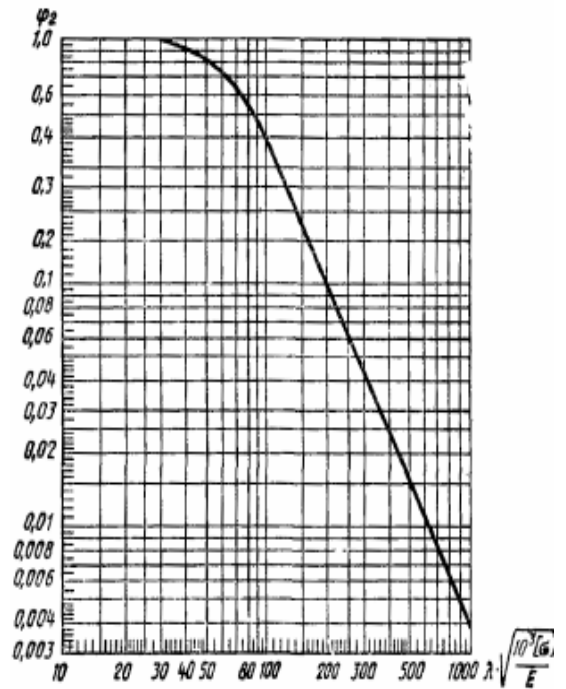


Рисунок 23 – Графік для визначення коефіцієнта φ_2 .

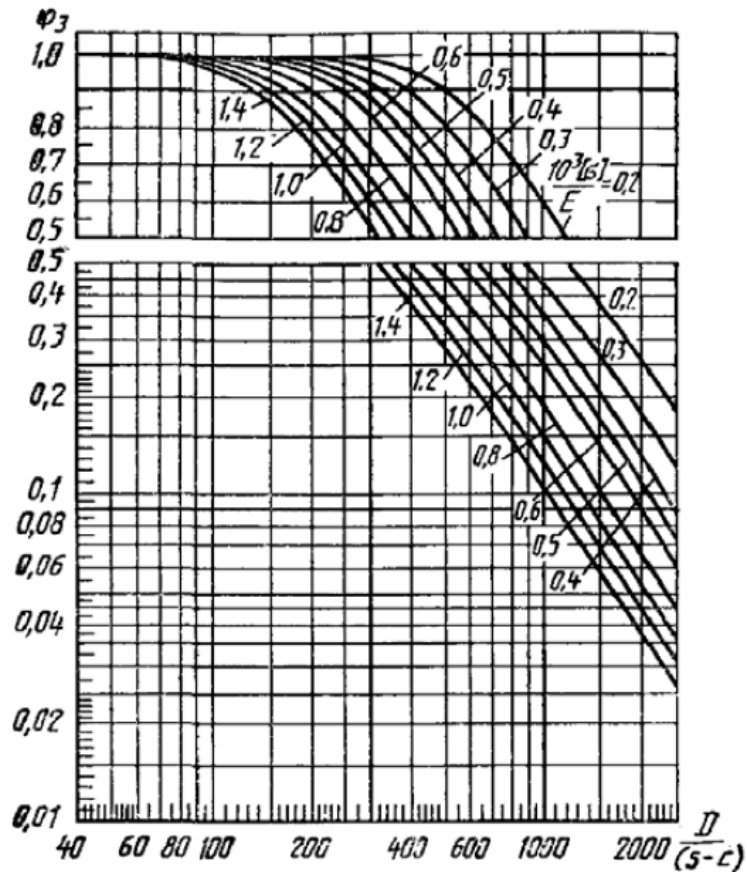


Рисунок 24 – Графік для визначення коефіцієнта φ_3

Циліндричні обичайки, навантажені поперечним зусиллям

Допустиме поперечне зусилля слід розраховувати за формулою [1]:

$$[Q] = \frac{[Q]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_{\sigma}}{[Q]_E} \right)^2}},$$

де $[Q]_{\sigma}$ – допустиме поперечне зусилля з умов міцності:

$$[Q]_{\sigma} = \frac{\pi}{4} D(S-c)[\sigma];$$

$[Q]_E$ – допустиме поперечне зусилля з умови стійкості:

$$[Q]_E = \frac{2,4E(S-c)^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{D(S-c)}{l_R^2} \right].$$

Завдання до практичного заняття № 9

Визначити стійкість обичайки, навантаженої сумісною дією зовнішнього надлишкового тиску, осьової стискаючої та поперечної сил і згинаючого моменту. Дані для розрахунку, значення зовнішнього тиску, допустимого тиску, взяти з практичного заняття №8. Прийняти значення поперечної сили $Q=0,2\text{МН}$, значення згинаючого моменту $M=0,2\text{МНм}$. За осьову стискаючу силу прийняти вагу корпусу апарату.

Приклад розв'язку

1. Вага циліндричної обичайки:

$$G = mg = 536,4 \cdot 9,8 = 5256,8\text{Н},$$

де m – маса обичайки, розрахована у задачі №5.

2. Повна вага корпусу:

$$F = \eta G = 1,5 \cdot 5256,8 = 7885\text{Н} \approx 0,0079\text{МН},$$

де $\eta=1,5$ – коефіцієнт, що враховує невраховані елементи корпусу.

3. Визначимо допустиме осьове стискаюче зусилля.

3.1. Допустиме осьове стискаюче зусилля з умови стійкості:

Так як відношення довжини обичайки до діаметру $\frac{l_R}{D} = \frac{2,1}{1,2} = 1,75 < 10$, то:

$$[F]_E = [F]_{E1}.$$

Допустиме осьове стискаюче зусилля з умови місцевої стійкості:

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(S-c)}{D} \right]^{2,5} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,2^2}{2,4} \times \\ \times \left[\frac{100 \cdot (18-1,3) \cdot 10^{-3}}{1,2} \right]^{2,5} = 85\text{МН}.$$

3.2. Допустиме стискаюче зусилля з умов міцності:

$$[F]_{\sigma} = \pi(D + S - c)(S - c)[\sigma] = 3,14 \cdot (1,2 + 0,018 - 0,0013) \times \\ \times (0,018 - 0,0013) \cdot 122 = 7,78 \text{ МН}.$$

3.3. Допустиме стискаюче зусилля:

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}} = \frac{7,78}{\sqrt{1 + \left(\frac{7,78}{85}\right)^2}} = 7,75 \text{ МПа}.$$

4. Визначимо допустимий згинаючий момент.

4.1. Допустимий згинаючий момент з умов міцності:

$$[M]_{\sigma} = \frac{\pi}{4} D(D + S - c)(S - c)[\sigma] = \frac{3,14}{4} \cdot 1,2 \cdot (1,2 + 0,018 - 0,0013) \times \\ \times (0,018 - 0,0013) \cdot 122 = 2,34 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Допустимий згинаючий момент з умов стійкості:

$$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(S - c)}{D} \right]^{2,5} = \frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,2^3}{2,4} \times \\ \times \left[\frac{100(0,018 - 0,0013)}{1,2} \right]^{2,5} = 29,3 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

4.2. Допустимий згинаючий момент:

$$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_E}\right)^2}} = \frac{2,34}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,34}{29,3}\right)^2}} = 2,33 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

5. Визначимо допустиме поперечне зусилля.

5.1. Допустиме поперечне зусилля з умов міцності:

$$[Q]_{\sigma} = \frac{\pi}{4} D(S - c)[\sigma] = 0,785 \cdot 1,2 \cdot (0,018 - 0,0013) \cdot 122 = 1,92 \text{ МН};$$

5.2. Допустиме поперечне зусилля з умов стійкості в межах пружності:

$$[Q]_E = \frac{2,4E(S-c)^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{D(S-c)}{l_R^2} \right] = \frac{2,4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot (0,018 - 0,0013)^2}{2,4} \times$$

$$\times \left[0,18 + 3,3 \frac{1,2(0,018 - 0,0013)}{2,1^2} \right] = 10,88 \text{ МН},$$

5.3. Допустиме поперечне зусилля:

$$[Q] = \frac{[Q]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_\sigma}{[Q]_E} \right)^2}} = \frac{1,92}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,92}{10,88} \right)^2}} = 1,89 \text{ МН},$$

6. Перевірка міцності та стійкості обичайки з умов навантаження декількома навантаженнями:

$$\frac{P}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]} \right)^2 = \frac{1,4}{1,86} + \frac{0,0079}{7,75} + \frac{0,2}{2,33} + \left(\frac{0,2}{1,89} \right)^2 = 0,93 \leq 1.$$

Умова міцності виконується.

Завдання для самостійного вирішення

Задача №7. За вихідними даними таблиці 6 визначити стійкість обичайки, навантаженої сумісною дією зовнішнього надлишкового тиску, осьової стискаючої та поперечної сил і згинаючого моменту. Значення зовнішнього тиску, допустимого тиску, взяти із задачі №5. Прийняти значення поперечної сили $Q=0,2\text{МН}$, значення згинаючого моменту $M=0,2\text{МНм}$. За осьову стискаючу силу прийняти вагу корпусу апарату.

Питання до самоперевірки

1. Сформулюйте умову міцності для циліндричної обичайки, що навантажена зовнішнім надлишковим тиском і поперечною силою.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №10

ТЕМА: «РОЗРАХУНОК ЕЛІПТИЧНОЇ КРИШКИ, НАВАНТАЖЕНОЇ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ»

Короткі теоретичні відомості

Товщина стінки еліптичного днища (кришки) тонкостінного апарату, що навантажений зовнішнім надлишковим тиском, наближено визначається за формулою [1]:

$$S_{eR} = \max \left\{ \frac{K_9 R}{510} \sqrt{\frac{n_y P_R}{10^{-6} E}}; \frac{P_R R}{2[\sigma]} \right\},$$

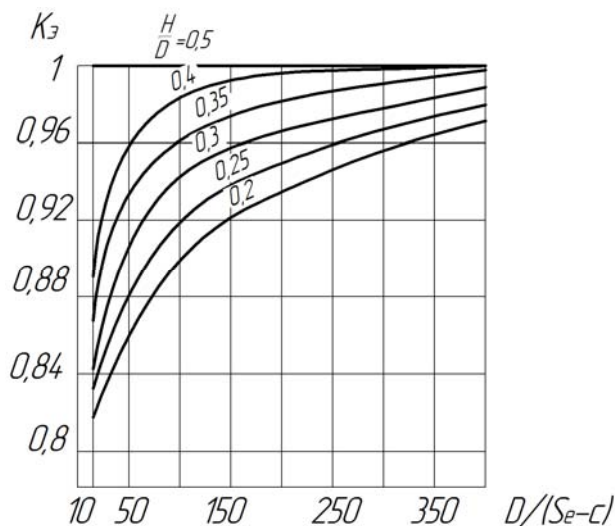


Рисунок 25 – Графік для визначення коефіцієнта K_9

Для попереднього розрахунку коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища K_9 для еліптичного днища (кришки) приймається рівним 0,9. Після попереднього розрахунку товщини еліптичного днища (кришки), уточнюють значення коефіцієнта K_9 за графіком (рисунок 25) в залежності від співвідношень $\frac{D}{S_e - c}$ і $\frac{h_1}{D}$.

Допустимий зовнішній тиск для гладкого еліптичного днища (кришки) тонкостінної посудини, навантаженої зовнішнім надлишковим тиском, обраховують за формулою [1]:

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_E} \right)^2}},$$

де $[P]_{\sigma}$ – допустимий зовнішній тиск з умови міцності в межах пружності,

$$[P]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](s_e - c)}{R + (s_e - c)}.$$

$[P]_E$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в межах пружності,

$$[P]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100(s_e - c)}{K_{\mathfrak{Z}} R} \right]^2.$$

Умова міцності: $P_R \leq [P]$.

Завдання до практичного заняття №10

За вихідними даними до практичного заняття №4-5, прийнявши значення робочого тиску рівним розрахунковому зовнішньому тиску, розрахувати на міцність еліптичну кришку, що навантажена зовнішнім надлишковим тиском.

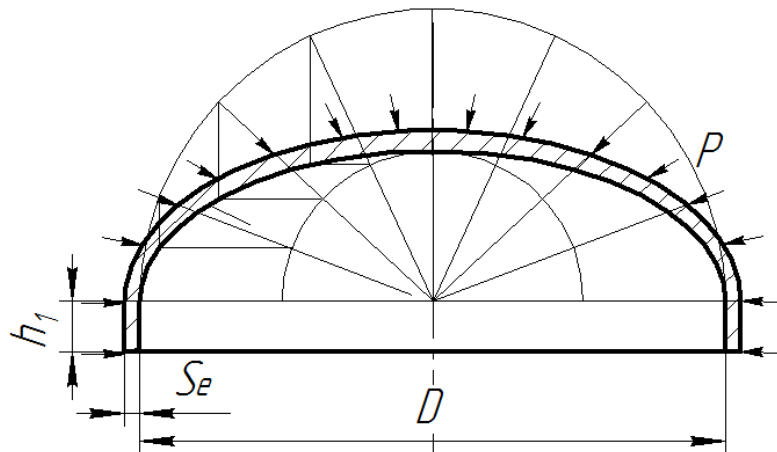


Рисунок 26 – Розрахункова схема еліптичної кришки, навантаженої зовнішнім тиском

Приклад розв'язку

1. Наближено визначаємо товщину стінки еліптичної кришки, прийнявши $K_{\varnothing} = 0,9$:

$$S_{eR} = \max \left\{ \frac{K_{\varnothing} R}{510} \sqrt{\frac{n_y P_R}{10^{-6} E}}; \frac{P_R R}{2[\sigma]} \right\} = \max \left\{ \frac{0,9 \cdot 1,2}{510} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 1,4}{10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}}; \frac{1,4 \cdot 1,2}{2 \cdot 122} \right\} =$$

$$\max \left\{ \frac{0,9 \cdot 1,2}{510} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 1,4}{10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}}; \frac{1,4 \cdot 1,2}{2 \cdot 122} \right\} = \max \{0,0087; 0,0069\} = 0,0087 \text{ м.}$$

2. Виконавча товщина стінки кришки:

$$S_e = S_{eR} + c = 8,7 + 1,3 + c_4 = 10 \text{ мм},$$

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4 = 0,5 + 0,8 + 0 + 0 = 1,3 \text{ мм}.$$

3. Уточнюємо значення коефіцієнта K_{\varnothing} за графіком (рисунок 25), для чого обрахуємо співвідношення: $\frac{H}{D} = 0,25$, $\frac{D}{S_e - c} = \frac{1,2}{(10 - 1,3) \cdot 10^{-3}} = 138$.

Отже, коефіцієнт $K_{\varnothing} \approx 0,93$.

Тоді розрахункова товщина кришки:

$$S_{eR} = \max \left\{ \frac{K_{\varnothing} R}{510} \sqrt{\frac{n_y P_R}{10^{-6} E}}; \frac{P_R R}{2[\sigma]} \right\} = \max \left\{ \frac{0,93 \cdot 1,2}{510} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 1,4}{10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}}; \frac{1,4 \cdot 1,2}{2 \cdot 122} \right\} =$$

$$= \max \{0,009; 0,0069\} = 0,0087 \text{ м.}$$

4. Виконавча товщина стінки кришки:

$$S_e = S_{eR} + c = 9 + 1,3 + c_4 = 12 \text{ мм},$$

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4 = 0,5 + 0,8 + 0 + 1,7 = 1,3 \text{ мм}.$$

5. Допустимий зовнішній тиск з умови міцності в межах пружності:

$$[P]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S_e - c)}{R + (S_e - c)} = \frac{2 \cdot 122 \cdot (12 - 1,3) \cdot 10^{-3}}{1,2 + (12 - 1,3) \cdot 10^{-3}} = 2,16 \text{ МПа.}$$

6. Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в межах пружності:

$$[P]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100(S_e - c)}{K_\sigma R} \right]^2 = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4} \left[\frac{100(12 - 1,3) \cdot 10^{-3}}{0,93 \cdot 1,2} \right]^2 = 2,38 \text{ МПа}.$$

7. Допустимий зовнішній тиск :

$$[P] = \frac{[P]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_\sigma}{[P]_E} \right)^2}} = \frac{2,16}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,16}{2,38} \right)^2}} = 1,6 \text{ МПа}.$$

8. Умова міцності: $P_R = 1,4 \text{ МПа} < [P] = 1,6 \text{ МПа}$,

Умова міцності виконується.

Завдання для самостійного вирішення

Задача №8. За вихідними даними таблиці 6, прийнявши значення робочого тиску рівним розрахунковому зовнішньому тиску, розрахувати на міцність еліптичну кришку, що навантажена зовнішнім надлишковим тиском. Порівняти результати розрахунків з даними, отриманими для розрахунку еліптичної кришки навантаженої внутрішнім надлишковим тиском.

Питання до самоперевірки

1. Сформулюйте умову стійкості для еліптичної кришки, яка навантажена зовнішнім надлишковим тиском.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №11

ТЕМА: «РОЗРАХУНОК ГЛАДКОЇ КОНІЧНОЇ ОБИЧАЙКИ, НАВАНТАЖЕНОЇ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ»

Короткі теоретичні відомості

Розрахункові формули для конічної обичайки використовують при умові, що кут конусності $2\alpha \leq 140^\circ$ [1].

Виконавча товщина стінки обичайки: $S = S_R + c$.

Розрахункову товщину стінки для гладкої конічної обичайки тонкостінної посудини, навантаженої зовнішнім надлишковим тиском, визначається аналогічно до розрахункової стінки циліндричної обичайки

Допустимий зовнішній тиск для гладкої конічної обичайки тонкостінної посудини, навантажених зовнішнім надлишковим тиском, обраховують за формулою [1]:

$$[P] = \frac{[P]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_\sigma}{[P]_E} \right)^2}},$$

де $[P]_\sigma$ – допустимий зовнішній тиск з умови міцності в межах пружності,

$$[P]_\sigma = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S_\kappa - c)}{\frac{D_\kappa}{\cos \alpha} + (S_\kappa - c)};$$

$[P]_E$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в межах пружності,

$$[P]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D_E}{n_y B_1 l_E} \left[\frac{100(S_\kappa - c)}{D_E} \right]^{2,5}.$$

$$\text{де } B_1 = \min \left\{ 1, 0, 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S_\kappa - c)}} \right\};$$

D_E – ефективний діаметр конічної обичайки,

$$D_E = \max \left\{ \frac{D+d}{2 \cos \alpha}; \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31(D+d) \sqrt{\frac{D+d}{S_\kappa - c}} \operatorname{tg} \alpha \right\};$$

де l_E – ефективна довжина конічної обичайки,

$$l_E = \frac{D-d}{2 \sin \alpha}.$$

Умова міцності: $P_R \leq [P]$.

Завдання до практичного заняття № 11

За вихідними даними до практичного заняття №6, прийнявши значення робочого тиску рівним розрахунковому зовнішньому тиску, розрахувати на міцність невідбортвану конічну обичайку, що навантажена зовнішнім надлишковим тиском.

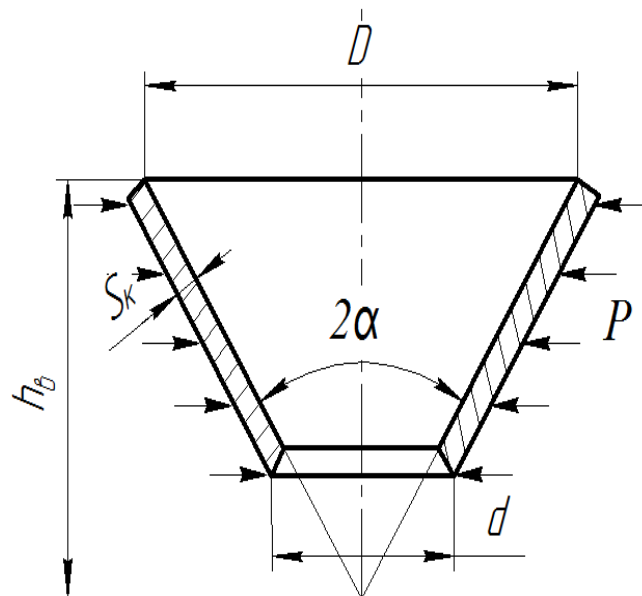


Рисунок 27 – Розрахункова схема конічної обичайки, навантаженої зовнішнім надлишковим тиском

Приклад розв'язку

1. Розрахункова довжина перехідної частини:

Приймаємо в межах задачі $S_1 = S_2 = 18 \text{ мм}$ (товщина стінки циліндричної обичайки, розрахованої в задачі №5).

- для конічної обичайки:

$$a_1 = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_1 - c)} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{1,2}{\cos 45^\circ} \cdot (18 - 1,3) 10^{-3}} = 0,118 \text{ м},$$

- для циліндричної обичайки:

$$a_2 = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha} \cdot (S_2 - c)} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{1,2}{\cos 45^\circ} \cdot (18 - 1,3) 10^{-3}} = 0,118 \text{ м}.$$

2. Приймаємо діаметр центрального отвору $d = 0,1D = 0,12 \text{ м}$.

3. Розрахунковий діаметр конічної частини:

$$D_k = D - 1,4a_1 \sin \alpha = 1,2 - 1,4 \cdot 0,118 \cdot \sin 45^\circ = 1,08 \text{ м}.$$

4. Розрахункова товщина стінки обичайки:

$$S_{\kappa R} = \max \left\{ K_2 D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 P_R D}{2[\sigma]} \right\} = \max \left\{ 0,8 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 1,4 \cdot 1,2}{2 \cdot 122} \right\} = \\ = \max \{ 0,0096; 0,015 \} = 0,015 \text{ м};$$

K_2 – конструктивний коефіцієнт, що визначається за номограмою.

Коефіцієнти для визначення K_2 :

$$K_1 = \frac{n_y P_R}{2,4 \cdot 10^{-6} E} = \frac{2,4 \cdot 1,4}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5} = 7,$$

де $n_y = 2,4$ – коефіцієнт запасу стійкості;

$$K_3 = \frac{l_E}{D} = \frac{0,76}{1,2} = 0,63,$$

де l_E – ефективна довжина конічної обичайки,

$$l_E = \frac{D - d}{2 \sin \alpha} = \frac{1,2 - 0,12}{2 \sin 45^\circ} = 0,76 \text{ м}.$$

$$K_4 = \frac{10^3 [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 122}{2 \cdot 10^5} = 0,61.$$

За розрахованими коефіцієнтами за номограмою (рисунок 20) визначаємо коефіцієнт $K_2 \approx 0,8$.

8. Виконавча товщина стінки обичайки:

$$S = S_R + c = 15 + 1,3 + c_4 = 18 \text{ мм},$$

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + c_4 = 0,5 + 0,8 + 0 + 1,7 = 3 \text{ мм}.$$

9. Допустимий зовнішній тиск з умови міцності в межах пружності:

$$[P]_{\sigma} = \frac{2[\sigma]\varphi(S_K - c)}{\frac{D_K}{\cos \alpha} + S_K - c} = \frac{2 \cdot 122 \cdot 1 \cdot (18 - 1,3) \cdot 10^{-3}}{\frac{1,08}{\cos 45^\circ} + (18 - 1,3) \cdot 10^{-3}} = 2,64 \text{ МПа}.$$

10. Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в межах пружності:

$$[P]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D_E}{n_y B_1 l_E} \left[\frac{100(S_K - c)}{D} \right]^{2,5} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,69}{2,4 \cdot 1 \cdot 0,76} \times$$

$$\times \left[\frac{100 \cdot (18 - 1,3) \cdot 10^{-3}}{1,2} \right]^{2,5} = 8,8 \text{ МПа}.$$

де

$$B_1 = \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S_K - c)}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{1,69}{0,76} \sqrt{\frac{1,69}{100(18 - 1,3) \cdot 10^{-3}}} \right\} = \min \{1, 0; 2,11\} = 1,0;$$

D_E – ефективний діаметр конічної обичайки,

$$D_E = \max \left\{ \frac{D + d}{2 \cos \alpha}; \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31(D + d) \sqrt{\frac{D + d}{S_K - c}} \operatorname{tg} \alpha \right\} =$$

$$= \max \left\{ \frac{1,2 + 0,12}{2 \cos 45^\circ}; \frac{1,2}{\cos 45^\circ} - 0,31(1,2 + 0,12) \sqrt{\frac{1,2 + 0,12}{18 - 1,3}} \operatorname{tg} 45^\circ \right\} =;$$

$$= \max \{0,93; 1,69\} = 1,69 \text{ м}$$

Допустимий зовнішній тиск:

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_E}\right)^2}} = \frac{2,64}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,64}{8,8}\right)^2}} = 2,53 \text{ МПа}.$$

11. $[P] = 2,53 \text{ МПа} > P_R = 1,4 \text{ МПа}$, умова міцності виконується.

Завдання для самостійного вирішення

Задача №9. За вихідними даними таблиці 6, прийнявши значення робочого тиску рівним розрахунковому зовнішньому тиску, розрахувати на міцність конічну обичайку, що навантажена зовнішнім надлишковим тиском. Зробити висновки щодо можливості використання розрахованої обичайки. Порівняти результати розрахунків з даними, отриманими для розрахунку конічної обичайки навантаженої внутрішнім надлишковим тиском.

Питання до самоперевірки

1. В якому випадку днища виконуються із відбортівкою?
2. Які основні конструкції переходів конічних днищ до циліндричних обичайок?

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ГОСТ 14249-89*. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – Введ. 1990-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1989.
2. Барвін, О.І. Конструювання і розрахунок сталевих зварних посудин та апаратів. Обичайки та днища. Навч. Посібник / О.І. Барвін, І.М. Генкіна, В.В. Іванченко, Г.В. Тараненко, Ю.М. Штонда. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля, 2005. – 310 с.
3. Расчет и конструирование химических производств. Примеры и задачи: Учебное пособие / М.Ф. Михалев, Н.П. Третьяков, А.И. Мильченко, В.В.Злобин, под общ. ред. Михалева М.Ф. – Л.: Машиностроение, 1984. – 301с.
4. Соколов, В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств: Учебник / В.И. Соколов – М.: Машиностроение, 1983. – 447с.
5. Лащинский, А.А. Конструирование сварных химических аппаратов: Справочник / А.А. Лащинский – Л.: Машиностроение, 1981. – 382 с.
6. Лащинский, А.А. Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник / А.А. Лащинский, А.Р. Толчинский– М.: Машиностроение, 1970 – 670с.
7. Лизин, В.Т. Проектирование тонкостенных конструкций / В.Т. Лизин, В.А. Пяткин – М.: Машиностроение, 1976 – 408с.
8. ГОСТ 6533-78*. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов,аппаратов и котлов. Основные размеры. – Введ. 1980-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1985. – 37с.
9. ГОСТ 13372-78*. Сосуды и аппараты. Ряд номинальных объемов. – Введ. 1980-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 3 с.

*Стандарт є дійсним станом на 5.01.2012 згідно з «Каталогом нормативних документів 2012»

10. ГОСТ 9617-76*. Сосуды и аппараты. Ряды диаметров. – Введ. 1978-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1976. - 3 с.

11. ГОСТ 9493-80*. Сосуды и аппараты. Ряд условных (номинальных) давлений. – Введ. 1982-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1998. – 3 с.

12. ГОСТ 12620-78*. Днища конические неотбортованные с углами при вершине 60, 90 и 120°. Основные размеры. – Введ. 1979-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 11 с.

13. ГОСТ 12619-78*. Днища конические отбортованные с углами при вершине 60 и 90°. Основные размеры. – Введ. 1979-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 22 с.

14. ГОСТ 12621-78*. Днища конические неотбортованные с углом при вершине 140°. Основные размеры. – Введ. 1979-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 3 с.

15. ГОСТ 12622-78*. Днища плоские отбортованные. Основные размеры. – Введ. 1979-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 4 с.

16. ГОСТ 12623-78*. Днища плоские неотбортованные. Основные размеры. – Введ. 1979-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 4 с.

ДОДАТОК А
Основні розміри деяких днищ еліптичних
відбортованих за ГОСТ 6533-78

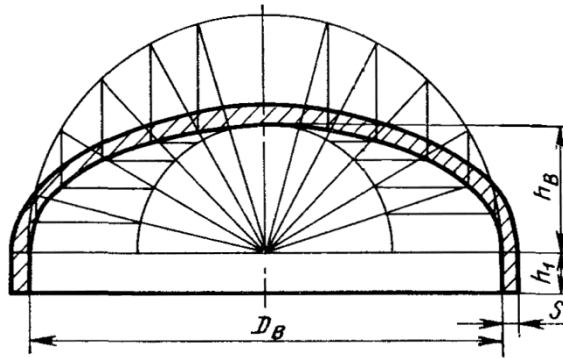


Рисунок А – Схема відбортованого еліптичного днища

Розміри, мм

D_6	h_l	h_6	s	$F, \text{ м}^2$	$V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
900	25	225	5	0,95	110,9	37,7
			6			45,4
			8			60,8
			10			76,4
	40		12	0,99	120,4	96,2
			14			112,8
			16			129,6
			18			146,5
			20			163,5
			22			180,8
			25			206,9
			28			233,4
	60		30	1,05	133,1	265,1
			32			284,1
1000	25	250	5	1,16	149,9	46,2
			6			55,5
			8			74,4
			10			93,4
	40		12	1,21	161,7	117,1
			14			137,2
			16			157,5
			18			178,0
			20			198,7
			22			219,5
			25			251,1
			60			28
	30			319,9		
	32			342,6		
	34			365,6		
	36			388,8		
	38			412,1		
			40		435,6	

D_6	h_l	h_6	s	$F, \text{ м}^2$	$V, \text{ дм}^3$	Маса, кг			
	80		45	1,34	193,1	495,2			
			50			556,0			
			55			618,0			
			60			712,6			
			65			779,8			
			70			848,2			
			80			988,8			
1200	25	300	6	1,65	253,4	78,9			
	8		105,6						
	40		10	1,71	270,4	137,0			
			12			165,0			
			14			193,2			
			16			221,7			
			18			250,3			
			20			279,3			
			60			22	1,79	293,0	321,5
						25			367,3
	28			413,7					
	30			444,8					
	32			476,2					
	34			507,8					
	36			539,6					
	38			571,6					
	40			603,8					
	45			685,4					
	80		50	1,86	315,6	799,2			
			55			886,7			
			60			975,7			
			65			1066,2			
			70			1158,0			
			80			1346,2			
			90			1585,3			
			100			1786,3			
1400	25	350	6	2,23	396,0	106,4			
	40		8	2,30	419,1	146,4			
			10			183,6			
			12			221,1			
			14			258,8			
			16			296,7			
			18			334,9			
			20			387,3			
	60		22	2,39	449,9	427,4			
			25			488,0			
			28			549,1			
			30			590,2			
			32			631,5			
			34			673,1			
			36			714,9			
			38			757,0			
			40			799,3			

D_6	h_l	h_6	s	$F, \text{ м}^2$	$V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
	80		45	2,48	480,7	938,3
			50			1050,5
			55			1164,3
			60			1279,8
			65			1396,8
			70			1489,2
	100		80	2,56	511,4	1816,5
			90			2073,4
			100			2337,3
1600	25	400	6	2,90	584,0	137,9
	40		8	2,98	614,1	189,1
			10			237,1
			12			285,3
			14			333,9
			16			382,6
			60			18
	20			497,0		
	22			548,2		
	25			625,6		
	28			703,6		
	30			756,0		
	32			808,6		
	34			861,5		
	36			914,7		
	80		38	3,18	694,5	998,9
			40			1054,3
			45			1194,2
			50			1335,8
			55			1479,3
			60			1624,6
	100		65	3,28	734,7	1825,2
			70			1978,5
			80			2290,8
			90			2610,7
			100			2938,3
	120		110	3,38	774,9	3346,4
1800	40	450	6	3,74	861,7	177,5
			8			237,3
			10			297,4
			12			357,8
			14			418,5
	60		16	3,85	912,6	493,8
			18			556,9
			20			620,4
			22			684,1
			25			780,3
			28			877,2
			30			942,2
			32			1007,5
	80		34	3,96	963,4	1103,9

D_6	h_l	h_6	s	$F, \text{ м}^2$	$V, \text{ дм}^3$	Маса, кг
			36			1171,7
			38			1239,8
			40			1308,2
			45			1408,7
			50			1655,2
			55			1831,8
			60			2065,4
	100		65	4,08	1014,3	2250,8
			70			2438,3
			80			2819,5
			90			3209,2
			100			3701,1
	120		110	4,19	1065,2	4102,0
			120			4518,5
2000	40		6	4,59	1168,1	217,7
			8			290,9
			10			364,5
			12			438,4
			14			526,5
	60		16	4,71	1230,9	603,1
			18			680,0
			20			757,3
			22			834,9
			25			952,0
			28			1069,9
	80		30	4,84	1293,7	1178,9
			32			1260,3
			34			1342,0
			36			1424,1
			38			1506,6
			40			1589,4
			45			1797,9
			50			2008,7
	100		55	4,96	1356,5	2277,5
			60			2498,0
			65			2720,7
			70			2945,8
			80			3402,8
	120		90	5,09	1420,0	3961,8
			100			4448,2
			110			4926,1
			120			5426,0

ДОДАТОК Б
Основні розміри деяких днищ конічних
відборттованих за ГОСТ 12619-78

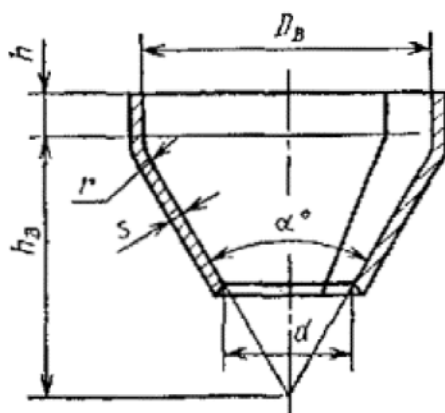


Рисунок Б – Схема відборттованого конічного днища

Розміри, мм

З кутом при вершині 60°

D_B	h_B	r	h	S	$F, м^2$	$V, м^3,$	Маса, кг
900	821	160	30	4	1,50	0,211	47,6
				6			71,7
			40	8	1,53	0,217	98.1
			50	10	1,56	0,244	125,7
				12			151,6
			60	14	1,59	0,230	181,2
1000	908		30	4	1,81	0,283	57,3
			40	6	1,84	0,291	88,0
				8			117,9
			50	10	1,88	0,299	150,7
				12			181,7
			60	14	1,91	0,307	216,7
16	248,3						
1200	1080		40	6	2,55	0,485	121,7
			50	8	2,60	0,496	165,5
				10			207,6
			60	12	2,64	0,508	253,9
				14			297,4
			70	16	2,68	0,519	346,3
18	391,0						
1400	1254		50	6	3,43	0,765	163,1
				8			218,1
			60	10	3,47	0,780	277,3
				12			333,8
		70	14	3,52	0,795	395,9	
			16			453,9	
80	18	3,57	0,811	519,0			

				20			578,6
1600	1439	200	50	6	4,49	1,136	213,2
				8			285,1
			60	10	4,54	1,156	361,6
			70	12	4,59	1,177	440,2
				14			515,0
			80	16	4,65	1,197	97,1
				18			673,6
			100	20	4,76	1,237	767,9
				22			847,0
				25			966,5
1800	1612	200	50	6	5,56	1,585	264,1
			60	8	5,62	1,611	356,8
				10			447,1
			70	12	5,68	1,636	543,6
			80	14	5,74	1,662	642,5
				16			736,1
			100	18	5,86	1,712	847,5
				20			944,0
				22			1041,0
				25			1187,3
2000	1785	200	50	6	6,76	2,139	320,5
			60	8	6,82	2,170	432,4
			70	10	6,89	2,201	547,0
				12			657,9
			80	14	6,95	2,233	776,6
			100	16	7,09	2,296	906,5
				18			1022,0
				20			1138,2
				22			1254,9
			120	25	7,22	2,358	1457,6
				28			1638,0
				30			1759,0

З кутом при вершині 90°

$DH, \text{ мм}$	$hH, \text{ мм}$	$r, \text{ мм}$	$h, \text{ мм}$	$S, \text{ мм}$	$F, \text{ м2}$	$V, \text{ м3,}$	Масса, кг	
900	516	160	30	4	1,20	0,156	38,1	
				6			57,5	
			40	8	1,23	0,162	79,1	
			50	10	1,26	0,169	102,2	
				12			123,3	
			60	14	1,30	0,175	148,4	
1000	566		60	14	1,59	0,230	181,2	
			30	4	1,42	0,206	45,0	
				40	6	1,45	0,214	69,6
					8			93,3
			50	10	1,49	0,222	120,1	

				12			144,8
			60	14	1,53	0,229	173,9
				16			199,7
1200	666		40	6	1,95	0,346	93,3
			50	8	1,99	0,357	127,6
				10			160,2
			60	12	2,04	0,368	197,2
				14			231,0
			70	16	2,08	0,380	270,6
				18			305,7
1400	766		50	6	2,58	0,537	122,8
				8			164,3
			60	10	2,62	0,553	210,0
				12			252,9
			70	14	2,67	0,568	301,6
				16			346,0
			80	18	2,72	0,584	397,8
				20			443,6
1600	882	200	50	6	3,40	0,802	161,8
				8			216,4
			60	10	3,45	0,822	275,8
			70	12	3,51	0,843	337,3
				14			394,8
			80	16	3,57	0,863	459,9
				18			519,0
			100	20	3,68	0,903	596,6
				22			658,4
				25			751,7
1800	982		50	6	4,14	1,100	197,0
			60	8	4,20	1,126	267,4
				10			335,2
			70	12	4,26	1,151	409,3
			80	14	4,33	1,177	485,8
				16			556,8
			100	18	4,45	1,228	646,1
				20			719,9
				22			794,2
				25			906,5
2000	1082		50	6	4,96	1,463	235,8
			60	8	5,03	1,495	319,4
			70	10	5,09	1,526	405,7
				12			488,1
			80	14	5,16	1,557	578,5
			100	16	5,30	1,620	680,2
				18			767,3
				20			854,8
				22			942,8
			120	25	5,44	1,683	1103,2
				28			1240,4
				30			1332,4

ДОДАТОК В
Основні розміри деяких днищ конічних
невідбортованих за ГОСТ 12620-78

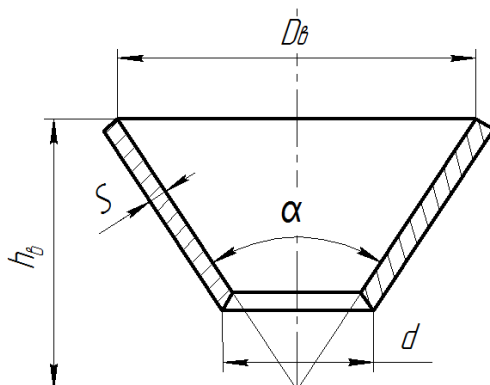


Рисунок В - – Схема невідбортованого конічного днища

Розміри, мм

З кутом при вершині 60°

D_B	h_B	S						$F, м^2$	$V, м^3$
		3	4	6	8	10	12		
		Масса, кг							
900	450	28,4	42,6	57,0	900			1,27	0,17
1000	866	49,6	74,4	89,2	1000			1,56	0,23
1200	1039		71,4	106,4	142,6			2,25	0,39
1400	1212			145,1	194,0	244,5		3,06	0,62
1600	1386			189,3	253,1	318,8		3,99	0,93
1800	1559			240,9	319,6	403,8		5,05	1,32
2000	1732			297,3	394,4	497,2		6,24	1,82

З кутом при вершині 90°

D_B	h_B	S						$F, м^2$	$V, м^3$
		3	4	6	8	10	12		
		Масса, кг							
900	450	-	28,4	42,6	57,0		0,90	0,10	
1000	500		35,0	53,2	71,0		1,12	0,13	
1200	600		50,4	76,3	102,4		1,60	0,23	
1400	700			104,0	138,8		172,4	2,20	0,36
1600	800			135,6	180,9		224,7	2,86	0,54
1800	900			170,0	229,2		287,3	3,63	0,76
2000	1000			209,8	282,6		354,0	4,48	1,05

З кутом при вершині 120°

D_B	h_B	S						$F, м^2$	$V, м^3$
		3	4	6	8	10	12		
		Масса, кг							
900	260		23,0	34,8	46,5			0,74	0,06
1000	288		28,5	42,9	57,1			0,90	0,08
1200	346		41,0	61,7	82,3			1,30	0,13
1400	404		-	83,8	118,8	140,3		1,78	0,21
1600	462			109,6	146,3	183,0		2,32	0,31
1800	520			138,7	185,0	231,6		2,93	0,44
2000	577			171,0	228,5	285,7		3,62	0,60

